



Doc Ref. **FP2**
Appl. No. 10/731,247

Gearbox for prime mover, tractor

Patent number: DE19519227
Publication date: 1995-12-21
Inventor: MATSUFUJI MIZUYA (JP)
Applicant: KANZAKI KOKYUKOKI MFG CO LTD (JP)
Classification:
- international: **B60K17/28; F16H37/04; F16H61/00; F16H61/02; F16H57/02; F16H61/70; B60K17/00; F16H37/02; F16H61/00; F16H61/02; F16H57/02; F16H61/70; (IPC1-7): B60K17/06**
- european: **B60K17/28; F16H37/04C1; F16H61/00D; F16H61/02H1R**
Application number: DE19951019227 19950524
Priority number(s): JP19940158090 19940615

Also published as:

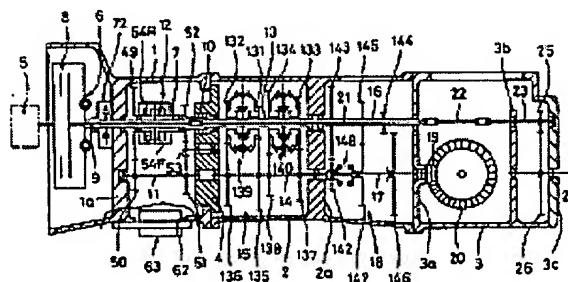
 **JP8002267 (A)**
 **FR2721263 (A1)**

Report a data error here

Abstract not available for DE19519227

Abstract of corresponding document: **FR2721263**

The gearbox assembly has the bearing carrying frame (4) supported by the front housing (1). All fluid coupling (54F, 54R) are mounted on the mainshaft (7). The separating wall (1a) has a hollow cylindrical section (37) for mounting the mainshaft. Ring shaped fluid chambers (60F, 60R, 60L) are bordered by the hollow cylindrical section and the mainshaft, in order to connect the coupling actuating fluid channels (55F, 55C) and the lubricating channels (55L) in the mainshaft with those in the separating wall. Control valve assembly (63) has rigid support via the front housing.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑩ DE 195 19 227 A 1

⑤① Int. Cl.⁶:
B 60 K 17/06

⑳ Aktenzeichen: 195 19 227.3
㉔ Anmeldetag: 24. - 5. 95
㉕ Offenlegungstag: 21. 12. 95

DE 195 19 227 A 1

③① Unionspriorität: ③② ③③ ③①
15.06.94 JP 6-158090

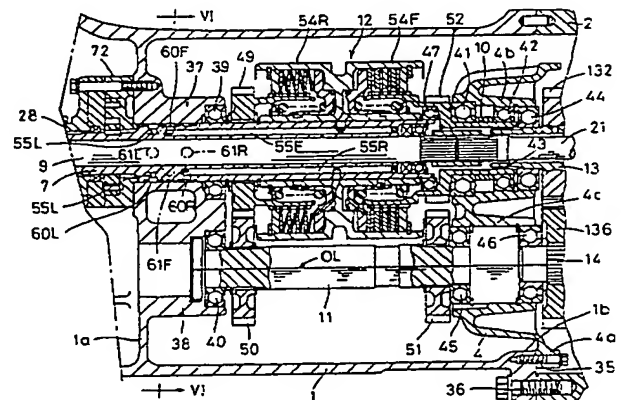
㉔① Anmelder:
Kanzaki Kokyukoki Mfg. Co., Ltd., Amagasaki,
Hyogo, JP

㉔④ Vertreter:
Neugebauer, E., Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 80331
München

㉔② Erfinder:
Matsufuji, Mizuya, Sanda, JP

⑤④ Getriebebaugruppe für Zugmaschinen

⑤⑦ Ein Lagertragrahmen (4) ist im hinteren Endabschnitt eines vorderen Zugmaschinengehäuses (1) angeordnet und wird durch dieses Gehäuse ortsfest unterstützt, das eine innere Trennwand (1a) und ein offenes hinteres Ende aufweist. Ein Zusatz-Vorschaltmechanismus (12) mit mehreren fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R), die in hoher Lage auf einer durch die Trennwand ragenden Hauptwelle (7) montiert sind, ist in der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses so angeordnet, daß er betätigbar ist, um eine Übertragung von Schaltvorgängen zwischen der Hauptwelle und einer mit ihr coaxialen, durch den Tragrahmen unterstützten Abtriebswelle (10) durchzuführen. In der Hauptwelle ausgebildete Fluidspeisekanäle (55F, 55R, 55L) sind mit Fluidspeisekanälen (61F, 61R, 61L) in der Trennwand durch ringförmige Fluidkammern (60F, 60R, 60L) verbunden, die zwischen der Hauptwelle und einem hohlzylindrischen Abschnitt (37) der Trennwand abgegrenzt sind. Eine Regelventilbaugruppe (63), die durch das vordere Gehäuse unterstützt wird, erstreckt sich durch eine Seitenwand dieses Gehäuses und umfaßt ein Richtungsregelventil (78), ein Druckminderventil (83), ein regulierbares Entlastungsventil (86) und Schmiermittelregulierungsventile (90, 91).



DE 195 19 227 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 10. 95 508 051/518

22/29

Die Erfindung bezieht sich auf eine Getriebebaugruppe für Zugmaschinen derjenigen Bauart, die ein vorderes Gehäuse aufweist, das am vorderen Ende eines Getriebegehäuses befestigt ist, so daß es mit diesem Gehäuse zusammen einen Teil des Fahrzeugkörpers bildet, und in dem in der hinteren Gehäushälfte ein Zusatz-Vorschaltgetriebe untergebracht ist.

Als Getriebebaugruppe der oben genannten Art ist in der DE-OS 40 27 508 und der US-PS 5 058 455 eine Getriebebaugruppe beschrieben, die den Einbau eines Zusatz-Vorschaltgetriebes in das vordere Gehäuse sowie den Einbau eines Haupt-Vorschaltgetriebes in das Getriebegehäuse erleichtert. Bei der Getriebebaugruppe nach der DE-OS 40 27 508 ist das vordere Gehäuse mit einem offenen hinteren Ende und das Getriebegehäuse mit einem offenen vorderen Ende ausgebildet. Ein Lagertragrahmen ist im hinteren Endabschnitt des vorderen Gehäuses angeordnet und an inneren Ansätzen befestigt, die vom vorderen Endabschnitt des Getriebegehäuses aus nach innen ragen. Eine innere Trennwand des vorderen Gehäuses sowie der Lagertragrahmen dienen als Wellenunterstützungsglieder für den Zusatz-Vorschaltmechanismus, der in der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses angeordnet ist. Der Lagertragrahmen wird auch als Stützglied für die vorderen Enden einer Antriebswelle und einer Vorgelegewelle des in dem Getriebegehäuse angeordneten Haupt-Vorschaltgetriebes benutzt. Der in dem vorderen Gehäuse angeordnete Zusatz-Vorschaltmechanismus ist so ausgebildet, daß er Schaltvorgänge zwischen einer durch den Motor angetriebenen Hauptwelle und einer Abtriebswelle überträgt, die koaxial mit der Hauptwelle angeordnet ist und durch den Lagertragrahmen unterstützt wird. Die Abtriebswelle ist mit der oben erwähnten Antriebswelle auf der Innenseite des Lagertragrahmens gekuppelt. Es werden zwei Ausführungsformen gezeigt, bei denen der Schaltmechanismus in dem vorderen Gehäuse von fluidschaltbarer Bauart mit mehreren fluidbetätigten Kupplungen ist, sowie eine Ausführungsform, bei der der Schaltmechanismus in dem vorderen Gehäuse von mechanischer Bauart mit mechanisch betätigten Kupplungen ist. Bei jeder dieser Ausführungsformen ist eine Zwischenwelle unterhalb der koaxial miteinander angeordneten Hauptwelle und Abtriebswelle vorhanden, und die oben genannten fluidbetätigten oder mechanisch betätigten Kupplungen sind auf dieser Zwischenwelle montiert.

Hinsichtlich der Konstruktion, bei der sich ein fluidschaltbarer Vorschaltmechanismus in der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses befindet, ist das Getriebe nach dem Stand der Technik gemäß der DE-OS 40 27 508 in einigen Punkten verbesserungsbedürftig. Erstens ist es, da der fluidschaltbare Vorschaltmechanismus relativ große und schwere fluidbetätigte Kupplungen umfaßt, wünschenswert, diesen Mechanismus im voraus vollständig in das vordere Gehäuse einzubauen und danach das vordere Gehäuse am vorderen Ende des Getriebegehäuses anzubringen. Der oben genannte Lagertragrahmen gestattet jedoch keinen solchen vollständigen Voreinbau in das vordere Gehäuse, da dieser Tragrahmen als durch das Getriebegehäuse zu unterstützendes Bauteil ausgebildet ist.

Zweitens muß die hintere Hälfte des vorderen Gehäuses, in der ein Vorschaltmechanismus angeordnet ist, Schmieröl zum Schmieren verschiedener Elemente des Vorschaltmechanismus enthalten. Wenn fluidbetätigte

Kupplungen eines fluidschaltbaren Vorschaltmechanismus auf einer Zwischenwelle in niedriger Höhe montiert sind, wie es bei der Getriebebaugruppe nach der DE-OS 40 27 508 der Fall ist, sind die betreffenden fluidbetätigten Kupplungen oder ihre Kupplungszylinder teilweise in das Schmieröl eingetaucht. Infolgedessen rotieren die Kupplungszylinder durch zähes Schmieröl, so daß übermäßig viel Energie verschwendet wird. Außerdem dringt Schmieröl in die Kupplungszylinder ein und bildet zähe Ölfilme zwischen den treibenden und den getriebenen Seiten der fluidbetätigten Kupplungen. Aus diesem Grunde wird selbst bei neutraler Stellung des Vorschaltmechanismus, bei der alle Kupplungen ausgerückt sind, der Schleppeffekt des Schmieröls eine Umdrehung der Reibungselemente auf der angetriebenen Seite bewirken, so daß der Verschleiß der Reibungselemente vergrößert wird und selbst ein unerwartetes Anfahren des Fahrzeugs die Folge sein kann. Es wird daher daran gedacht, die Zwischenwelle in größerer Höhe und die Hauptwelle in geringerer Höhe anzuordnen. Eine solche Anordnung der Wellen ist jedoch nicht durchführbar, da die Anordnung der durch den Motor angetriebenen Hauptwelle durch die Anordnung des Motors bestimmt ist, so daß die Hauptwelle nicht derart niedrig angeordnet werden kann, und weil dann, wenn ein Zahnradmechanismus zum Absenken der Hauptwelle zwischen der Motorabtriebswelle und der Hauptwelle eingebaut wird, die Getriebebaugruppe kompliziert und kostspielig wird.

Ferner ist es nicht leicht, fluidbetätigte Kupplungen auf der Hauptwelle in hoher Lage zu montieren. Die zahlreichen in einer Kupplungen tragenden Welle auszubildenden Fluidkanäle zum Zuleiten von Betätigungs- und Schmiermittel zu den Kupplungen werden nämlich durch die rotierende Welle in Drehrichtung verlagert, so daß solche Kanäle mit Drehverbindungen versehen sein müssen, um sie mit ortsfest ausgebildeten Fluidkanälen zu verbinden. Bei der in der oben genannten DE-OS 40 27 508 beschriebenen Getriebebaugruppe sind mehrere ringförmige Fluidkammern, die solche Drehverbindungen darstellen, zwischen der Zwischenwelle und dem Lagertragrahmen abgegrenzt, der den hinteren Endabschnitt dieser Welle trägt. Eine ähnliche Konstruktion läßt sich nicht bei einer Getriebebaugruppe anwenden, bei der mehrere fluidbetätigte Kupplungen auf der Hauptwelle montiert sind. Dies ist deshalb der Fall, weil die oben genannte Abtriebswelle, die durch den Lagertragrahmen unterstützt wird, hinter der Hauptwelle angeordnet ist, so daß es fast unmöglich ist, mehrere ringförmige Fluidkammern vorzusehen, indem man sie zwischen der Hauptwelle und dem Lagertragrahmen abgrenzt, ohne daß sie durch die Abtriebswelle gestört werden. Man könnte daran denken, solche Drehverbindungen oder ringförmigen Fluidkammern auf der Seite der inneren Trennwand des genannten vorderen Gehäuses auszubilden, die die Hauptwelle in ihrem axialen Mittelabschnitt unterstützt. Von der Konstruktion nach der DE-OS 40 27 508 sind jedoch einige Schwierigkeiten zu erwarten. Bei dieser Konstruktion wird nämlich Gebrauch von dem Endabschnitt einer Welle (der oben genannten Zwischenwelle) gemacht, die durch den Lagertragrahmen unterstützt wird, um Drehverbindungen für Fluidkanäle zu schaffen, obwohl es der mittlere Abschnitt der Hauptwelle ist, der durch die Trennwand unterstützt wird. Ferner sind bei der Konstruktion nach der DE-OS 40 27 508 Ventile einschließlich eines Richtungsregelventils zum Regeln der Betätigung des fluidschaltbaren Vorschaltmechanismus

entweder auf der Oberfläche des Lagertragrahmens oder innerhalb dieses Rahmens angeordnet, und Fluidkanäle zwischen diesen Ventilen und den ringförmigen Fluidkammern sind in dem Lagertragrahmen ausgebildet. Es dürfte sehr schwierig sein, eine ähnliche Konstruktion unter Benutzung der Trennwand anzuwenden, die mit dem vorderen Gehäuse aus einem Stück besteht und in diesem Gehäuse angeordnet ist.

Die oben erwähnte Ventilanordnung ist insofern vorteilhaft, als die zu dem fluidscharbaren Vorschaltmechanismus gehörigen Ventile an oder in dem Lagertragrahmen außerhalb des vorderen Gehäuses im voraus zusammengebaut werden und zusammen mit dem Vorschaltmechanismus in das Gehäuse eingesetzt werden können. Eine vormontierte Baugruppe, in der mehrere Ventile enthalten sind, hat jedoch ein großes Gewicht, so daß sie beim Einbau in das vordere Gehäuse schwer zu handhaben ist.

Außerdem ist es für ein zuverlässiges Arbeiten und große Haltbarkeit von Ventilen erwünscht, einen Filter vorzusehen, der dazu dient, Fremdkörper wie etwa feine Metallspäne, die beim Bearbeiten der Fluidkanäle entstehen, am Eintreten in die Ventile zu hindern. Ist ein solcher Filter jedoch in den oben genannten Lagertragrahmen eingebaut, ist er für Prüfungs- und Wartungszwecke nicht zugänglich, ohne daß das Getriebe auseinandergenommen wird.

Zu den oben genannten bei der Getriebebaugruppe nach der DE-OS 40 27 508 verwendeten Ventilen gehört ein Druckminderventil, das dann, wenn es mittels eines Pedals betätigt wird, dazu dient, den auf eine fluidbetätigte Kupplung aufgebrachten Fluiddruck beim Betrieb zu verringern, um einen rutschenden Kupplungseingriff zu bewirken und dadurch einen variablen Kriechgang für das Fahrzeug zu schaffen. Die Anordnung ist so getroffen, daß den fluidbetätigten Kupplungen Schmiermittel durch das Druckminderventil zugeführt wird, das seinerseits so ausgebildet ist, daß es in seiner Druckminderposition den Schmiermittelstrom drosselt, um den in der Kupplung durch das Schmiermittel verursachten Schleppeffekt zu verhindern und eine Beeinflussung der präzisen Regelung der Kriechgeschwindigkeit durch den Schleppeffekt zu vermeiden. Das Druckminderventil ist außerdem so ausgebildet, daß es eine Druckentlastungsposition aufweist, um den auf die Kupplung aufgebrachten Fluiddruck aufzuheben, um das Fahrzeug anzuhalten, und daß die Schmiermittelzufuhr bei der Entlastungsposition dieses Ventils unterbrochen wird, um ein unerwartetes Anfahren des Fahrzeugs infolge des durch das Schmiermittel verursachten Schleppeffekts zu verhindern. Bei dieser Konstruktion wird die Zufuhr von Schmiermittel erst dann wieder aufgenommen, wenn das Druckminderventil in seine Nichtentlastungsposition zurückkehrt, so daß eine Abkühlung oder Abführung der während des rutschenden Kupplungseingriffs erzeugten Wärme verzögert werden kann. Ferner kann während der normalen Betätigung der Kupplung zu viel Schmiermittel zugeführt werden, so daß ein Energieverlust durch Aufrühren oder Bewegen des zähen Schmiermittels durch die rotierenden Reibungselemente der eingerückten Kupplung verursacht werden.

Infolgedessen besteht die Hauptaufgabe der Erfindung darin, eine neuartige Getriebebaugruppe für Zugmaschinen zu schaffen, bei der ein fluidscharbarer Vorschaltmechanismus so vorgesehen ist, daß er im voraus im vollständig zusammengebauten Zustand in die hintere Hälfte des vorderen Gehäuses eingebaut werden

kann, während ein leichter Einbau eines Vorschaltgetriebes in das Getriebegehäuse sichergestellt wird.

Eine Nebenaufgabe der Erfindung ist die Schaffung einer neuartigen Getriebebaugruppe, bei der mehrere fluidbetätigte Kupplungen für den fluidscharbaren Vorschaltmechanismus auf einer Hauptwelle montiert sind, wobei verschiedene Schwierigkeiten wie die oben erwähnten überwunden werden.

Eine weitere Nebenaufgabe der Erfindung ist die Schaffung einer Getriebebaugruppe, bei der eine Regelventilbaugruppe einschließlich eines Richtungsregelventils zum Regeln der Betätigung des fluidscharbaren Vorschaltmechanismus derart vorgesehen ist, daß die Konstruktion der Fluidkanäle zwischen dem Vorschaltmechanismus und der Ventilbaugruppe vereinfacht wird.

Eine andere Nebenaufgabe der Erfindung ist die Schaffung einer Getriebebaugruppe, bei der ein Filter zum Entfernen von Fremdkörpern aus dem der Regelventilbaugruppe zugeführten Fluid in einfacher und leicht zugänglicher Form vorgesehen ist. Die Erfindung hat auch die Aufgabe, den Filter so auszubilden, daß er auch als Umgehungsventil wirken kann, um die Fluidzufuhr auch dann aufrechtzuerhalten, wenn der Filter verstopft oder zugesetzt ist.

Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist die Schaffung einer neuartigen Getriebebaugruppe, bei der eine Regelventilbaugruppe für den fluidscharbaren Vorschaltmechanismus eine Schmiermittelzufuhr-Regulierungseinrichtung umfaßt, die betätigbar ist, um die Zufuhr von Schmiermittel zu den fluidbetätigten Kupplungen des Vorschaltmechanismus ohne Rücksicht auf die Kupplungsstellung wie etwa eine Ausrückstellung, rutschender Eingriff, Vorbereitung des Einrückens oder normale Betriebsstellung zu regeln.

Die Erfindung bezieht sich auf eine Getriebebaugruppe für Zugmaschinen mit: einem vorderen Gehäuse (1) mit einer inneren Trennwand (1a) und einem offenen hinteren Ende; einem Getriebegehäuse (2) mit einem offenen vorderen Ende, das an der Rückseite des vorderen Gehäuses befestigt ist; einem Lagertragrahmen (4), der im hinteren Endabschnitt des vorderen Gehäuses fest angebracht ist; einer Hauptwelle (7), die durch die Trennwand ragt und durch diese sowie durch den Lagertragrahmen unterstützt wird; einer Abtriebswelle (10), die hinter der Hauptwelle und coaxial mit dieser angeordnet ist und durch den Lagertragrahmen unterstützt wird; einem ersten Vorschaltmechanismus (12) des fluidscharbaren Typs, der in dem vorderen Gehäuse und hinter der Trennwand angeordnet ist, um eine Übertragung von Schaltvorgängen zwischen der Hauptwelle und der Abtriebswelle durchzuführen, und der mindestens eine Zwischenwelle (11) umfaßt, die durch die Trennwand und den Lagertragrahmen unterstützt wird; und einem zweiten Vorschaltmechanismus (15), der in dem Getriebegehäuse angeordnet ist, um eine Übertragung von Schaltvorgängen zwischen einer Antriebswelle (13) und einer Vorgelegewelle (14) durchzuführen, die jeweils an ihren vorderen Endabschnitten durch den Lagertragrahmen unterstützt werden. Die Antriebswelle ist im Inneren des Lagertragrahmens mit der Abtriebswelle gekuppelt.

Gemäß der Erfindung wird der oben genannte Lagertragrahmen (4) durch das vordere Gehäuse (1) unterstützt. Dies geschieht auf einfache Weise dadurch, daß der Lagertragrahmen mit nach außen ragenden angeformten Vorsprüngen (4a) versehen ist, die an Ansätzen (1b) befestigt sind, die ihrerseits vom hinteren Endab-

schnitt des vorderen Gehäuses nach innen ragen.

Die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) des fluidschaltbaren ersten Vorschaltmechanismus (12) sind erfindungsgemäß sämtlich auf der oben genannten Hauptwelle (7) montiert. Es wird vorgezogen, diese Kupplungen so anzuordnen, daß sie oberhalb des Spiegels des in dem vorderen Gehäuse (1) enthaltenen Schmiermittels und hinter der Trennwand (1a) angeordnet sind. Ein hohlzylindrischer Abschnitt (37) zur Aufnahme der Hauptwelle (7) ist in der Trennwand (1a) ausgebildet, und zwischen diesem zylindrischen Abschnitt und der Hauptwelle sind ringförmige Fluidkammern (60F, 60R, 60L) abgegrenzt, die Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle (55F, 55R) und einen Schmiermittelkanal (55L) in der Hauptwelle mit Kupplungsbetätigungs-Fluidkanälen (61F, 61R) und einem Schmiermittelkanal (61L) in der Trennwand verbinden.

Ferner wird eine Regelventilbaugruppe (63), die ein Richtungsregelventil (78) zum Regeln der Funktion des ersten Vorschaltmechanismus (12) umfaßt, durch das vordere Gehäuse (1) ortsfest unterstützt. Damit sich die Fluidkanäle in der Regelventilbaugruppe (63) leicht mit den Fluidkanälen (61F, 61R, 61L) in der Trennwand (1a) verbinden lassen, ist die Regelventilbaugruppe vorzugsweise so angeordnet, daß das Ventilgehäuse (64, 66, 67) dieser Ventilbaugruppe mit einem Teil desselben in engem Kontakt mit einer Wand (1c) des vorderen Gehäuses steht, so daß die Fluidkanäle in dem Ventilgehäuse so ausgebildet sein können, daß sie gegenüber der Wand (1c) offen sind, damit diese Kanäle direkt mit den Fluidkanälen in der Trennwand verbunden werden können.

Aufgrund der Tatsache, daß der Lagertragrahmen (4) zum Unterstützen der hinteren Endabschnitte der Hauptwelle (7) und der Zwischenwelle (11) und zum Unterstützen der Abtriebswelle (10) erfindungsgemäß durch das vordere Gehäuse (1) ortsfest unterstützt wird, kann der fluidschaltbare Schaltmechanismus (12) im voraus in vollständig zusammengebaute Zustand in die hintere Hälfte des vorderen Gehäuses eingesetzt werden, indem man die Trennwand (1a) und den Lagertragrahmen (4) als Stützglieder benutzt. Nunmehr wird das vordere Gehäuse (1) an der Vorderseite des Getriebegehäuses (2) so angebracht, daß die vorderen Endabschnitte der Antriebswelle (13) bzw. der Vorgelegewelle (14) für den zweiten Vorschaltmechanismus (15) innerhalb des Getriebegehäuses durch den Lagertragrahmen (4) unterstützt werden und daß gleichzeitig die Antriebswelle (13) mit der Abtriebswelle (10) verbunden wird. Aufgrund der Tatsache, daß ein hohlzylindrischer Abschnitt (37) zur Aufnahme der Hauptwelle (7) mit ihrem axialen Mittelabschnitt in der inneren Trennwand (1a) des vorderen Gehäuses ausgebildet ist und daß die ringförmigen Fluidkammern (60F, 60R, 60L), die die Drehverbindungen für die Fluidkanäle bilden, in dem zylindrischen Abschnitt (37) ausgebildet sind, sowie aufgrund der Tatsache, daß die Regelventilbaugruppe (63) für den fluidschaltbaren Vorschaltmechanismus (12) durch das vordere Gehäuse (1) fest unterstützt wird, um leicht eine Verbindung zwischen den mit den ringförmigen Fluidkammern in Verbindung stehenden Fluidkanälen (61F, 61R, 61L) in der Trennwand und den Fluidkanälen in der Ventilbaugruppe herstellen zu können, sind gemäß der Erfindung die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) für den fluidschaltbaren Vorschaltmechanismus zweckmäßigerweise auf der Hauptwelle (7) montiert, die relativ hoch angeordnet ist. Infolge dieser Konstruktion sind die fluidbetätigten Kupplungen oder ihre Kupplungszylinder so angeordnet, daß sie nicht wesent-

lich in das in der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses (1) enthaltene Schmieröl eintauchen und ein Energieverlust infolge des Rotierens der Kupplungszylinder durch zähes Schmieröl auf ein Minimum begrenzt wird. Ebenso wird auch das Rotieren von Reibungselementen der Kupplungen infolge des Schleppeffekts des in sie eintretenden zähen Öles weitgehend verringert.

Um die Anzahl der Wellen und Zahnräder für den ersten Vorschaltmechanismus (12) auf ein Mindestmaß herabzusetzen und so den Aufbau dieses zusätzlich in einem freien Raum in dem vorderen Gehäuse (1) angeordneten Vorschaltmechanismus zu vereinfachen, wird vorgezogen, diesen Vorschaltmechanismus so auszubilden, daß er ein erstes Zahnrad (49) umfaßt, das auf der Hauptwelle (7) drehbar gelagert ist, ein zweites Zahnrad (50), das auf der Zwischenwelle (11) fest montiert ist und durch das erste Zahnrad in Umdrehung versetzt werden kann, ein drittes Zahnrad (51), das auf der Zwischenwelle (11) fest montiert ist, sowie ein viertes Zahnrad (52), das auf der Abtriebswelle (10) fest montiert ist und durch das dritte Zahnrad in Umdrehung versetzt werden kann, und daß die oben genannten fluidbetätigten Kupplungen in Form einer ersten fluidbetätigten Kupplung (54R) zum Kuppeln des ersten Zahnrades (49) mit der Hauptwelle (7) und einer zweiten fluidbetätigten Kupplung (54F) zum Kuppeln des vierten Zahnrades (52) mit der Hauptwelle (7) vorgesehen sind. Es ist ein Vorschaltmechanismus vom Typ eines Hoch/Niedrig-Gangwählers dann vorhanden, wenn das erste und zweite Zahnrad (49, 50) bzw. das dritte und vierte Zahnrad (51, 52) direkt in Eingriff stehen, während ein Vorschaltgetriebe zur Richtungsumkehr vorhanden ist, wenn ein Zwischenzahnrad entweder zwischen dem ersten und zweiten Zahnrad (49, 50) oder zwischen dem dritten und vierten Zahnrad (51, 52) angeordnet ist. Falls ein Zwischenzahnrad vorhanden ist, wird dieses Zwischenzahnrad vorzugsweise zwischen dem dritten und vierten Zahnrad (51, 52) angebracht und der Lagertragrahmen (4) als Unterstützung für das Zwischenzahnrad benutzt.

Um eine Fluidpumpe zum Zuführen von Fluid zu den fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) so vorzusehen, daß die Pumpe auf einfache Weise mit der Regelventilbaugruppe (63) verbunden werden kann, wird eine solche Fluidpumpe (72) vorzugsweise an der Vorderseite der Trennwand (1a) montiert und steht mit der Regelventilbaugruppe (63) über einen Fluidauslaßkanal (75) in Fluidverbindung, der in der Trennwand ausgebildet ist.

Zusätzlich zu dieser Konstruktion ist das Ventilgehäuse (64, 66, 67) der Regelventilbaugruppe (63) vorzugsweise so angeordnet, daß es mit einem Teil desselben in engem Kontakt mit einer Außenfläche (1c) des vorderen Gehäuses (1) steht und am besten eine Pumpenöffnung oder Fluideinlaßöffnung (71P) aufweist, die an der Außenfläche (1c) offen ist und in Fluidverbindung mit dem Fluidauslaßkanal (75) in der Trennwand (1a) steht. Bei einem solchen Aufbau kann ein hohlzylindrischer Filter (200) in leicht zugänglicher Weise vorgesehen werden, indem man ihn von der Seite des Ventilgehäuses her in den Fluidauslaßkanal (75) einsetzt. Dieser Filter ist kurz vor der Regelventilbaugruppe (63) angeordnet, um Fremdkörper aus dem der Regelventilbaugruppe zugeführten Fluid zu entfernen. Infolgedessen arbeiten die verschiedenen Ventile der Ventilbaugruppe zuverlässig und sind gut vor Beschädigung geschützt.

Beim Gebrauch der Getriebebaugruppe kann der oben genannte Filter (200) mit Fremdstoffen zugesetzt oder verstopft werden, so daß der Fluidzustrom zur Ventilbaugruppe (63) reduziert wird, was zu einer Ver-

ringerung oder Unterbrechung der Fluidversorgung der fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) führen kann. Außerdem kann bei einer solchen Verstopfung des Filters eine Überlastung der Fluidpumpe eintreten. Es ist daher vorzuziehen, daß dieser Filter so angebracht wird, daß er im verstopften Zustand auch als Umgehungsventil arbeiten kann, das den Fluidauslaßkanal (75) direkt mit der Pumpenöffnung (71P) der Ventilbaugruppe verbindet. Nach einem bevorzugten Merkmal der Erfindung besitzt der Filter (200) an seiner Außenfläche eine ringförmige Schulter (207c), die zur abdichtenden Anlage an einem ringförmigen Stufenabschnitt (208; 308; 408) kommen kann, der am Innenumfang eines Verbindungsteils zwischen dem Fluidauslaßkanal (75) und der Pumpenöffnung (71P) ausgebildet ist. Ferner ist eine Feder (209) vorhanden, die mit ihrem Basisende an dem Ventilgehäuse (64, 66, 67) anliegt und dazu dient, den Filter (200) so vorzuspannen, daß er die Ringschulter (207c) zur Anlage an dem abgestuften Abschnitt (208; 308; 408) bringt, und dadurch den Filter in einer solchen Lage zu halten, daß dann, wenn er entgegen der Vorspannkraft der Feder bewegt wird, der Fluidauslaßkanal (75) direkt mit der Pumpenöffnung (71P) verbunden wird. Wenn der Filter so verstopft ist, daß sein Druckdifferential auf einen vorbestimmten Wert ansteigt, wird er so bewegt, daß er als Umgehungsventil arbeitet. Der Filter kann nunmehr zum Zweck der Reinigung oder Erneuerung entnommen werden.

Um die Regelventilbaugruppe (63) so anzuordnen, daß sie keinen großen Raum an der Außenseite des vorderen Gehäuses (1) einnimmt, und um die Fluidverbindung dieser Ventilbaugruppe mit den Fluidkanälen in der Trennwand (1a) weiter zu vereinfachen, ist die Regelventilbaugruppe (63) vorzugsweise so angeordnet, daß sie sich durch eine Öffnung (62) in einer Seitenwand des vorderen Gehäuses (1) axial hinter der Trennwand (1a) erstreckt. Das Ventilgehäuse (64, 66, 67) dieser Ventilbaugruppe umfaßt vorzugsweise ein Plattenteil (64), das in engem Kontakt mit einer Außenfläche (1c) der oben genannten Seitenwand am vorderen Ende der Öffnung (62) steht. Ein solches Plattenteil (64) kann mit Kupplungsbetätigungs-Fluidöffnungen (71F, 71R) und mit einer Schmiermittelöffnung (71L) versehen sein, die an der Außenfläche (1c) der Seitenwand offen sind, und die Fluidkanäle (61F, 61R, 61L) in der Trennwand (1a) zum Verbinden dieser Öffnungen mit den ringförmigen Fluidkammern (60F, 60R, 60L) können als gerade Kanäle ausgebildet sein, um ihre Bearbeitung zu erleichtern. Das Richtungsregelventil (78) ist vorzugsweise in dem Ventilgehäuse in einem auf der Außenseite des vorderen Gehäuses (1) gelegenen Abschnitt untergebracht, um einen Betätigungsmechanismus für dieses Ventil in einfacher Weise vorzusehen.

Gemäß einem anderen Merkmal der Erfindung ist die Regelventilbaugruppe (63), die durch das vordere Gehäuse (1) unterstützt wird und ein Richtungsregelventil (78) umfaßt, so ausgebildet, daß sie außerdem ein regulierbares Entlastungsventil (86) aufweist, um den auf die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) aufgetragenen Druck allmählich zu steigern, sowie eine Schmiermittelregulierungs-Ventileinrichtung (90, 91), die dazu dient die Schmiermittelversorgung der Kupplungen im ausgerückten Zustand zu unterbrechen und die Schmiermittelzufuhr bei rutschendem Kupplungseingriff wieder aufzunehmen. Die Regulierungsventileinrichtung (90, 91) kann so ausgebildet sein, daß diese Ventileinrichtung auf den auf die Kupplungen (54F, 54R) aufgetragenen Fluiddruck anspricht, um die Schmiermittelzufuhr zu re-

geln.

Bei diesem Aufbau wird dann, wenn das Richtungsregelventil (78) in seine neutrale Position gebracht wird, so daß der fluidschaltbare Vorschaltmechanismus (12) sich im neutralen Zustand befindet, den fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) kein Schmiermittel zugeführt, so daß ein Rotieren der Reibungselemente der Kupplung infolge des Schleppeffekts durch zähes Schmiermittel vermieden wird, wodurch ein Verschleiß der Elemente und ein unerwartetes Anfahren des Fahrzeugs erfolgreich verhindert werden. Während eines Kupplungsbetätigungsvorgangs, der allmählich mit langsamem Ansteigen des Fluiddrucks mit Hilfe des regulierbaren Entlastungsventils (86) fortschreitet, da die Schmiermittelzufuhr beim rutschenden Kupplungseingriff beginnt und weiter fortschreitet, wird durch den rutschenden Kupplungseingriff erzeugte Wärme schnell entzogen, so daß die Abnutzung der Reibungselemente weitgehend reduziert wird.

Nach einem weiteren Merkmal der Erfindung ist die Regelventilbaugruppe (63), die an dem vorderen Gehäuse (1) befestigt ist und ein Richtungsregelventil (78) umfaßt, so ausgebildet, daß sie außerdem ein Druckminderventil (83) enthält, das durch ein Pedal (92) betätigbar ist, um den auf die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) aufgetragenen Fluiddruck zu reduzieren, sowie eine Schmiermittelregulierungs-Ventileinrichtung (90, 91), die auf den auf die Kupplungen (54F, 54R) aufgetragenen Fluiddruck anspricht, um die Schmiermittelzufuhr zu den Kupplungen im ausgerückten Zustand zu unterbrechen und beginnend mit dem rutschenden Kupplungseingriff wieder aufzunehmen.

Bei diesem Aufbau wird ein unerwartetes Anfahren des Fahrzeugs in einem Betriebszustand verhindert, in dem das Druckminderventil (83) voll betätigt wird, um die fluidbetätigten Kupplungen mittels des Druckminderventils in ihrem ausgerückten Zustand zu halten. Die Schmiermittelzufuhr beginnt wieder, wenn die Kriechgeschwindigkeit des Fahrzeugs durch Betätigen des Druckminderventils erreicht wird, um einen reduzierten Fluiddruck und damit einen rutschenden Kupplungseingriff zu bewirken, so daß die Reibungselemente schnell abgekühlt werden. Der Einfluß des Schleppeffekts auf die Regelung der Kriechgeschwindigkeit während des Fahrens mit Kriechgeschwindigkeit durch Betätigen des Druckminderventils kann dadurch ausgeschaltet werden, daß man den Betätigungsgrad des Pedals (92) zum Erreichen der gewünschten Kriechgeschwindigkeit entsprechend regelt.

Die Schmiermittelregulierungs-Ventileinrichtung, die in Kombination mit einem regulierbaren Entlastungsventil (86) oder mit einem Druckminderventil (83) benutzt wird, kann ein Ein-Aus-Ventil (91) umfassen, das betätigbar ist, um einen Schmiermittelzuführungsweg (88) in der Regelventilbaugruppe (63) wahlweise zu öffnen und zu schließen, und zwar als Reaktion auf den auf die Kupplung aufgetragenen Fluiddruck, und/oder ein Strömungsregelventil (90), das betätigbar ist, um den Schmiermittelstrom durch den Schmierzuführungsweg (88) als Reaktion auf den auf die Kupplung aufgetragenen Fluiddruck zu regeln.

Das oben genannte Strömungsregelventil (90) ist vorzugsweise so ausgebildet, daß es betätigbar ist, um einen Teil des Schmiermittels aus der Schmiermittelspeiseleitung (88) abzulassen, wenn der auf die Kupplungen (54F, 54R) aufgetragene Fluiddruck annähernd auf den normalen Fluiddruck erhöht worden ist. Bei dieser Ventilkonstruktion kann die Schmiermittelzufuhr dann, wenn

die Kupplung ihre normale Betriebsbedingung erreicht hat, weit genug reduziert werden, daß die von dem rutschenden Eingriff verbleibende Restwärme abgeleitet wird und eine übermäßige Schmiermittelzufuhr zu den Reibungselementen der voll eingerückten Kupplung vermieden wird. Hierdurch wird ein Energieverlust durch Aufrühren des Schmiermittels durch die Reibungselemente auf ein Minimum verringert. Falls sowohl das oben genannte Ein-Aus-Ventil (91) als auch das Strömungsregelventil (90) vorhanden sind, können der Beginn der Schmiermittelzufuhr während eines Kupplungseinrückvorgangs sowie die Menge des beim normalen Betrieb der Kupplung zugeführten Schmiermittels unabhängig voneinander bestimmt werden.

Im folgenden wird die Erfindung anhand schematischer Zeichnungen an Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 eine im Schnitt und teilweise abgewickelt gezeichnete schematische Seitenansicht, die das gesamte Getriebesystem in einer Zugmaschine zeigt, bei der eine bevorzugte Ausführungsform der erfindungsgemäßen Getriebebaugruppe Anwendung findet;

Fig. 2 eine im Schnitt gezeichnete Seitenansicht der vorderen Hälfte des zu der Zugmaschine gehörigen vorderen Gehäuses;

Fig. 3 eine im Schnitt gezeichnete Seitenansicht der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses;

Fig. 4 eine im Schnitt gezeichnete Draufsicht der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses;

Fig. 5 eine vergrößerte Ansicht eines Teils von Fig. 3;

Fig. 6 den Schnitt VI-VI in Fig. 3;

Fig. 7 eine auseinandergezogene perspektivische Ansicht eines Ventilgehäuses der Regelventilbaugruppe nach Fig. 4 und 6;

Fig. 8 ein Kreislaufdiagramm des in der Zugmaschine verwendeten Fluidsystems;

Fig. 9 den Schnitt IX-IX in Fig. 4;

Fig. 10 den Schnitt X-X in Fig. 4;

Fig. 11 eine im Schnitt gezeichnete schematische Ansicht der Verbindungen und Arbeitsweise verschiedener Ventile der Regelventilbaugruppe nach Fig. 9 und 10;

Fig. 12 eine schematische graphische Darstellung der Arbeitsweise des regulierbaren Entlastungsventils nach Fig. 9 und 11;

Fig. 13 eine vergrößerte Schnittdarstellung des in Fig. 10 und 11 gezeigten Druckminderventils;

Fig. 14 eine Fig. 13 ähnelnde Schnittdarstellung, die jedoch das Druckminderventil in seiner Druckentlastungsposition zeigt;

Fig. 15 eine Seitenansicht einer in dem Druckminderventil nach Fig. 13 und 14 verwendeten Schraubenfeder;

Fig. 16a, 16b und 16c Schnittdarstellungen, die die Arbeitsweise des Druckminderventils nach Fig. 13 und 14 zeigen;

Fig. 17 eine Seitenansicht eines Teils des vorderen Gehäuses nach Fig. 3;

Fig. 18 eine schematische graphische Darstellung, die die Arbeitsweise des Druckminderventils und des in Fig. 9 und 10 gezeigten Schmiermittelregulierungs-Ventilmechanismus zeigt;

Fig. 19 eine im Schnitt gezeichnete Seitenansicht, die einen Teil von Fig. 3 ähnelt, jedoch eine alternative Stützkonstruktion für einen erfindungsgemäßen Lagertragrahmen zeigt;

Fig. 20 eine Fig. 14 ähnelnde Schnittansicht, die jedoch eine Abänderung des Druckminderventils zeigt;

Fig. 21 eine Fig. 4 ähnelnde, im Schnitt gezeichnete

Draufsicht, die jedoch eine zweite Ausführungsform der erfindungsgemäßen Getriebebaugruppe zeigt;

Fig. 22 eine der rechten Hälfte von Fig. 6 ähnelnde Schnittdarstellung, die jedoch eine zweite Ausführungsform zeigt;

Fig. 23 eine im Schnitt gezeichnete vergrößerte Seitenansicht eines Teils von Fig. 22, die den in Fig. 21 und 22 gezeigten Filter in Einzelheiten zeigt;

Fig. 24 eine Fig. 23 ähnelnde Schnittdarstellung, die die Umgehungsventilfunktion des Filters zeigt;

Fig. 25 eine perspektivische Ansicht eines in Fig. 23 und 24 gezeigten Halteteils;

Fig. 26 eine Fig. 23 ähnelnde Schnittdarstellung, die jedoch eine andere Tragkonstruktion für den Filter zeigt; und

Fig. 27 eine Fig. 23 ähnelnde Schnittdarstellung, die jedoch noch eine weitere Tragkonstruktion für den Filter zeigt.

In Fig. 1 ist schematisch das gesamte Getriebesystem einer Zugmaschine gezeigt, bei der eine bevorzugte Ausführungsform der Erfindung Anwendung findet. Der Fahrzeugkörper der gezeigten Zugmaschine besteht aus einem vorderen Gehäuse 1, einem Getriebegehäuse 2 und einem hinteren Gehäuse 3, die hintereinander in Längsrichtung der Zugmaschine angeordnet und aneinander befestigt sind. Das vordere Gehäuse 1 weist ein offenes vorderes Ende, ein offenes hinteres Ende und eine innere Trennwand 1a auf. Ein Lagertragrahmen 4, der am hinteren Ende des vorderen Gehäuses 1 befestigt ist, ist in dem hinteren Endabschnitt des Gehäuses 1 angeordnet. Das Getriebegehäuse 2 weist ein offenes vorderes Ende, ein offenes hinteres Ende und eine innere Stützwand 2a auf. Das hintere Gehäuse 3 besitzt eine Vorderwand 3a, eine innere Stützwand 3b, die vom Boden des Gehäuses 3 nach oben ragt, sowie ein offenes hinteres Ende, das durch eine rückwärtige Abdeckung 3c verschlossen ist.

Wie ebenfalls in Fig. 1 zu sehen, ist der Motor 5 am vordersten Ende des Fahrzeugkörpers angeordnet. Innerhalb des vorderen Gehäuses 1 sind eine hohle Hauptwelle 7 der Fahrzeugantriebs-Kraftübertragung, die durch den Motor 5 über einen Pufferfedermechanismus 6 in Drehbewegung versetzt wird, und eine Hauptwelle 9 des Zapfwellenantriebs angeordnet, welche letztere durch den Motor 5 über eine Zapfkupplung 8 angetrieben wird. Die Hauptwelle 7 der Fahrzeugantriebs-Kraftübertragung erstreckt sich in Axialrichtung des Fahrzeugs durch die Trennwand 1a, und die Hauptwelle 9 des Zapfwellenantriebs erstreckt sich durch die hohle Hauptwelle 7. In dem vorderen Gehäuse 1 befinden sich außerdem eine hohle Abtriebswelle 10, die hinter der Hauptwelle 7 und coaxial mit ihr angeordnet ist und durch den Lagertragrahmen 4 unterstützt wird, sowie eine Zwischenwelle 11, die unterhalb der Wellen 7 und 10 angeordnet ist und durch die Trennwand 1a und den Lagertragrahmen 4 unterstützt wird. In dem vorderen Gehäuse 1 ist zwischen der Trennwand 1a und dem Tragrahmen 4 ein Zusatz-Verschaltmechanismus 12 derart angeordnet, daß er betätigbar ist, um Schaltvorgänge zwischen der Hauptwelle 7 und der Abtriebswelle 10 zu übertragen.

Eine höher gelegene hohle Antriebswelle 13 und eine niedriger gelegene Vorgelegewelle 14 sind in dem Getriebegehäuse 2 angeordnet und werden durch den Lagertragrahmen 4 bzw. die Stützwand 2a unterstützt. Die Antriebswelle 13 ist mit der Abtriebswelle 10 an einem Punkt innerhalb des Tragrahmens 4 gekuppelt. Innerhalb der vorderen Hälfte des Getriebegehäuses 2 ist ein

Haupt-Vorschaltmechanismus 15 angeordnet, der betätigbar ist, um Schaltvorgänge zwischen der Antriebswelle 13 und der Vorgelegewelle 14 zu übertragen.

In der hinteren Hälfte des Getriebegehäuses 2 befinden sich eine hohle Zwischenwelle 16, die hinter der Antriebswelle 13 und koaxial mit dieser angeordnet ist, eine Kardanwelle 17, die hinter der Vorgelegewelle 14 und koaxial mit dieser angeordnet ist, sowie ein Zusatz-Vorschaltmechanismus 18, der betätigbar ist, um einen Schaltvorgang zwischen der Vorgelegewelle 14 und der Kardanwelle 17 zu übertragen. Die Kardanwelle 17 erstreckt sich in das hintere Gehäuse 3 und trägt an ihrem hinteren Ende ein kleines Kegelrad 19, das mit einem größeren Tellerrad 20 mit Differentialverzahnung für das linke und rechte Hinterrad (beide nicht gezeigt) kämmt, so daß das Fahrzeug durch Antreiben des linken und rechten Hinterrades in Bewegung gesetzt wird.

Die Hauptwelle 9 der Zapfwellenkraftübertragung ist mit einer Kraftübertragungswelle 21 verbunden, die sich durch die hohle Antriebswelle 13 und die Zwischenwelle 16 und von dort zu zwei Kraftübertragungswellen 22 und 23 erstreckt, die in dem hinteren Gehäuse 3 hintereinander angeordnet sind. Eine Zapfwelle 24, die durch die Kraftübertragungswelle 23 über Drehzahlmindergetriebe 25 und 26 in Umdrehung versetzt wird, wird durch die Stützwand 3b und die rückwärtige Abdeckung 3c unterstützt und erstreckt sich von dem Fahrzeugkörper aus nach hinten.

Wie in Fig. 2 gezeigt, umfaßt die Zapfkupplung 8 einen Schubring 8a, der an einem Motorschwungrad 5a befestigt ist, eine Druckplatte 8b und eine Membranfeder 8c, die an der Hauptwelle 9 befestigt und zwischen dem Schubring 8a und der Druckplatte 8b angeordnet ist. Diese Kupplung 8 wird eingerückt, indem die Druckplatte 8b nach hinten verlagert wird, um die Membranfeder 8c in Reibungsberührung mit dem Schubring 8a zu bringen. Der Pufferfedermechanismus 6 zum Verbinden der Hauptwelle 7 mit dem Motor weist ein Abdeckteil 6a auf, das an dem Schubring 8a befestigt ist, so daß es durch das Motorschwungrad 5a, die Membranfedern 6b und Torsionsfedern 6c angetrieben wird, um das Abdeckteil 6a und die Welle 7 miteinander zu verbinden. Zum Betätigen der Zapfkupplung 8 dienen eine verschiebbare Lagerbaugruppe 29, die auf einer hohlen Stützwelle 28 montiert ist, die gemäß Fig. 3 an der Trennwand 1a befestigt und auf der hohlen Hauptwelle 7 angeordnet ist, ein oder mehrere Hebel 30, die durch die Lagerbaugruppe 29 in Schwenkbewegung versetzt werden, und ein oder mehrere Stifte 31, die durch die Hebel 30 axial verschoben werden, um die Druckplatte 8b zu verlagern. Die Lagerbaugruppe 29 wird durch ein Joch bzw. einen Bügel 33 verschoben, der auf einer sich in Querrichtung erstreckenden drehbaren Kupplungs-betätigungswelle 32 fest montiert ist, die ihrerseits mit einem Zapfkupplungshebel (nicht gezeigt) an der Außenseite des vorderen Gehäuses 1 in Verbindung steht.

Der Zusatz-Vorschaltmechanismus 12 wird anhand von Fig. 3 und 4 eingehend beschrieben. Der Lagertragrahmen 4 ist so geformt, daß er am hintersten Ende seines Außenumfangs mehrere Vorsprünge 4a aufweist, die von der Seite des Getriebegehäuses 2 her an Ansätzen 1b anliegen, die von der Innenfläche des hinteren Endabschnitts des vorderen Gehäuses 1 nach innen ragen. Durch die Vorsprünge 4a erstrecken sich Schrauben 35, die durch die Vorsprünge 4a ragen und in die Ansätze 1b eingeschraubt sind, um den Tragrahmen 4 an der Rückseite des Gehäuses 1 zu befestigen. Das vordere Gehäuse 1 und das Getriebegehäuse 2 sind mit

ihren äußeren Flanschabschnitten mittels Schrauben 36 aneinander befestigt, die von der Seite des vorderen Gehäuses 1 in das Gehäuse 2 eingeschraubt sind.

Wie ebenfalls in Fig. 3 und 4 gezeigt, ist die Hauptwelle 7 so geformt, daß sie eine äußere, hintere Hälfte mit vergrößertem Durchmesser aufweist, deren vorderes Ende eine axiale Lage einnimmt, die fast derjenigen der Vorderseite der Trennwand 1a gleicht. Ein verdickter hohlzylindrischer Abschnitt 37 zum Aufnehmen des vorderen Endabschnitts der einen größeren Durchmesser aufweisenden hinteren Hälfte der Hauptwelle 7 ist in die Trennwand 1a eingeformt, und ein weiterer verdickter hohlzylindrischer Abschnitt 38, der mit dem vorgenannten zylindrischen Abschnitt 37 aus einem Stück besteht, ist ebenfalls in der Trennwand 1a so ausgebildet, daß dieser Abschnitt 38 der Zwischenwelle 11 zugewandt ist. Der Lagertragrahmen 4 ist so geformt, daß er obere und untere hohlzylindrische Tragabschnitte 4b und 4c sowie einen weiteren hohlzylindrischen Tragabschnitt 4d in mittlerer Höhe aufweist. Der axiale Mittelabschnitt der Hauptwelle 7 und der vordere Endabschnitt der Zwischenwelle 11 werden jeweils durch die Trennwand 1a über Kugellager 39 und 40 unterstützt, die an den hinteren Enden der zylindrischen Abschnitte 37 bzw. 38 angeordnet sind. Die Abtriebswelle 10 wird durch den oberen zylindrischen Stützabschnitt 4b des Tragrahmens 4 über ein Paar von in einem Abstand angeordneten Kugellagern 41 und 42 unterstützt. Der vordere Endabschnitt der Antriebswelle 13, der mit der Abtriebswelle 10 durch eine Keilnutenverbindung 43 gekuppelt ist, wird ebenfalls durch den zylindrischen Stützabschnitt 4b über ein Kugellager 44 unterstützt. Der hintere Endabschnitt der Zwischenwelle 11 und der vordere Endabschnitt der Vorgelegewelle 14 werden jeweils durch den unteren zylindrischen Tragabschnitt 4c des Tragrahmens 4 über ein Kugellager 45 und ein Kugellager 46 unterstützt. Der hintere Endabschnitt der Hauptwelle 7 wird durch die Abtriebswelle 10 über ein Kugellager 47 unterstützt, so daß dieser Endabschnitt der Welle 7 durch den Rahmen 4 über die Abtriebswelle 10 unterstützt wird.

Der Zusatz-Vorschaltmechanismus 12 umfaßt ein erstes Zahnrad 49, das auf der Hauptwelle 7 drehbar gelagert ist, ein zweites Zahnrad 50, das auf der Zwischenwelle 11 fest montiert ist und in das erste Zahnrad 49 eingreift, ein drittes Zahnrad 51, das auf der Zwischenwelle 11 fest montiert ist, ein viertes Zahnrad 52, das an die Abtriebswelle 10 an ihrem Vorderende angeformt ist, sowie ein Zwischenzahnrad 53, das mit seinem angeformten Schaftabschnitt 53a durch den zylindrischen Tragabschnitt 4d über Kugellager unterstützt wird und sowohl in das dritte als auch das vierte Zahnrad 51 und 52 eingreift.

Auf der Hauptwelle 7 sind eine fluidbetätigte Kupplung 54R zum wahlweisen Kuppeln des ersten Zahnrads 49 mit der Hauptwelle 7 und eine zweite fluidbetätigte Kupplung 54F montiert, welche letztere dazu dient, das vierte Zahnrad 52 wahlweise mit der Hauptwelle zu kuppeln. Es wird ein Kupplungszyylinder verwendet, der diesen beiden Kupplungen 54F und 54R gemeinsam ist und auf der Hauptwelle 7 fest montiert ist. Ein tief gelegener Raum in der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses 1 und ein ebensolcher Raum in dem Getriebegehäuse 2 dienen als Ölsumpf, in dem Schmieröl mit dem in Fig. 3 gezeigten Spiegel Öl enthalten ist. Die Anordnung ist so getroffen, daß der Ölspiegel OL etwa auf der Höhe der Mittelachse der Zwischenwelle 11 liegt, so daß der Kupplungszyylinder der Kupplungen 54F und 54R

rotiert, ohne in das Schmieröl einzutauchen. Aus Fig. 5, die einen Teil von Fig. 3 in vergrößertem Maßstab zeigt, ist klar ersichtlich, daß die Nabenabschnitte der Zahnräder 49 und 52 Verlängerungen 49a bzw. 52a aufweisen, die sich jeweils in den Kupplungszyylinder hinein erstrecken. Jede der fluidbetätigten Kupplungen 54F und 54R ist als Mehrscheiben-Reibungskupplung ausgebildet, die abwechselnd angeordnete Reibscheiben 54a und Stahlscheiben 54b enthält, die verschiebbar, aber nicht drehbar durch die Verlängerungen 49a bzw. 52a und durch den Kupplungszyylinder unterstützt werden. Jede der Stahlscheiben 54b ist kegelförmig ausgebildet, wie anhand der Kupplung 54R gezeigt. Im eingerückten Zustand der Kupplung werden diese Stahlscheiben 54b flachgedrückt, wie anhand der Kupplung 54F gezeigt. Wie üblich, weist jede der Kupplungen 54F und 54R einen Kolben 54d auf, der durch eine Rückzugfeder 54c in der Richtung zum Ausrücken der Kupplung vorgespannt ist. Wenn Fluiddruck zum Betätigen der Kupplung auf den Kolben 54d aufgebracht wird, treten die Scheiben 54a und 54b miteinander in Reibungsschluß, wodurch die Kupplung eingerückt wird, wie anhand der Kupplung 54F gezeigt. Der gezeigte Zusatz-Verschaltmechanismus 12 dient zur Richtungsänderung, wobei der Abtriebswelle 10 eine Rotation zur Vorwärtsfahrt erteilt wird, wenn die Kupplung 54F eingerückt ist, um das vierte Zahnrad 52 und somit die Abtriebswelle 10 direkt mit der Hauptwelle 7 zu kuppeln, während der Abtriebswelle eine Rotation zur Rückwärtsfahrt erteilt wird, wenn die Kupplung 54R eingerückt wird, um das erste Zahnrad 49 mit der Hauptwelle 7 und dadurch die Abtriebswelle 10 über die Zahnräder 49, 50, 51, 53 und 52 mit der Welle 7 zu kuppeln. Alternativ kann der Zusatz-Verschaltmechanismus als Hoch/Niedrig-Gangwähler ausgebildet sein, bei dem das gezeigte Zwischenzahnrad 53 fortgelassen wird und das gezeigte dritte und vierte Zahnrad 51 und 52 direkt ineinander eingreifen.

Um den Kupplungen 54F und 54R Fluid zur Betätigung zuzuführen, sind Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle 55F und 55R in der Hauptwelle 7 ausgebildet, wie in Fig. 3 und 5 gezeigt, die mit den Kupplungen in Verbindung stehen. Wie in Fig. 3 und 6 gezeigt, sind in der Hauptwelle 7 außerdem zwei Schmiermittelkanäle 55L ausgebildet, die den Scheiben 54a und 54b der Kupplungen 54F und 54R Schmieröl zuführen. Gemäß Fig. 5 steht jeder dieser Schmiermittelkanäle 55L mit einer Ringnut 56 in Verbindung, die in einem Ansatzabschnitt des Kupplungszyinders ausgebildet ist. Eine Öffnung 57 und eine weitere Kanalbohrung 58 sind in einem inneren zylindrischen Abschnitt jedes Kolbens 54d ausgebildet, um Schmiermittel von der Ringnut 56 zu den Scheiben 54a und 54b zu leiten. Die Öffnung 57 und die Bohrung 58 sind so angeordnet, daß die Nut 56 nur beim ausgerückten Zustand der Kupplung in Verbindung mit der Öffnung 57 steht, wie anhand der Kupplung 54R gezeigt, während die Nut 56 beim eingerückten Kupplungszustand infolge der Verlagerung des Kolbens 54d sowohl mit der Öffnung 57 als auch der Bohrung 58 in Verbindung steht, wie anhand der Kupplung 54F gezeigt. Die Fluidkanäle 55F, 55R und 55L in der Hauptwelle 7 werden von der hinteren Stirnfläche dieser Welle 7 aus eingebohrt, und die hinteren Enden dieser Kanäle sind mittels Dichtungskugeln 59 abgedichtet, wie in Fig. 5 anhand der Kanäle 55F und 55R gezeigt.

Gemäß Fig. 3, 4 und 6 sind zwischen der Hauptwelle 7 und dem hohlzylindrischen Abschnitt 37 der Trennwand 1a drei ringförmige Fluidkammern 60F, 60R und 60L

dadurch ausgebildet, daß drei Ringnuten im Außenumfang der Welle 7 durch die Innenfläche des zylindrischen Abschnitts 37 abgedichtet werden. Die Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle 55F und 55R in der Hauptwelle stehen jeweils in Verbindung mit den ringförmigen Fluidkammern 60F bzw. 60R, und beide Schmiermittelkanäle 55L in der Hauptwelle stehen mit der ringförmigen Kammer 60L in Verbindung. Die Trennwand 1a weist in ihrem verdickten Abschnitt, der an den zylindrischen Abschnitt 37 angrenzt, quer verlaufende Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle 61F und 61R sowie einen Schmiermittelkanal 61L auf, die mit einem Ende jeweils in die ringförmigen Fluidkammern 60F, 60R bzw. 60L einmünden.

Wie in Fig. 4 sowie in Fig. 6 und 7 gezeigt, weist die Seitenwand des vorderen Gehäuses 1 hinter der Trennwand 1a eine Öffnung 62 auf. Eine Regelventilbaugruppe 63 zum Regeln der Betätigung des Zusatz-Verschaltmechanismus 12 erstreckt sich durch die Öffnung 62 und wird durch das vordere Gehäuse 1 ortsfest unterstützt. Die Ventilbaugruppe 63 umfaßt ein Ventilgehäuse, das aus einem Plattenteil 64 besteht, das an der Außenseite der oben genannten Seitenwand angeordnet ist, ein äußeres Gehäuseeteil 66, das unter Zwischenschaltung einer Dichtungsplatte 65 an der Außenseite des Plattenteils 64 angeordnet ist, sowie ein inneres Gehäuseeteil 67, das an der Innenseite des Plattenteils 64 und innerhalb des vorderen Gehäuses 1 angeordnet ist. Dieses Ventilgehäuse ist an dem vorderen Gehäuse mittels Schrauben 68 befestigt. Das Plattenteil 64 und das äußere Gehäuseeteil 66 sind mittels Schrauben 69 aneinander befestigt, und Schrauben 70 dienen zum Befestigen dieser Bauteile 64 und 66 an dem inneren Gehäuseeteil 67.

Wie in Fig. 4 und 6 gezeigt, weist das Plattenteil 64 an seinem vorderen Endabschnitt Kupplungsbetätigungs-Fluidöffnungen 71F und 71R, eine Schmiermittelöffnung 71L und eine Einlaß- oder Pumpenöffnung 71P auf, die jeweils an der Außenseite 1c des der Trennwand 1a benachbarten Seitenwandabschnitts offen sind. Die Betätigungsfluidkanäle 61F und 61R sowie der Schmiermittelkanal 61L in der Trennwand 1a sind als gerade Kanäle ausgebildet, die die Betätigungsfluidöffnungen 71F, 71R und die Schmiermittelöffnung 71L in dem Plattenteil 64 mit den ringförmigen Kammern 60F, 60R und 60L verbinden, die jeweils zwischen der Hauptwelle 7 und dem hohlzylindrischen Abschnitt 37 abgegrenzt sind. Die Fluidpumpe zum Zuführen von Fluid zu den Kupplungen 54F und 54R ist als innere Getriebepumpe 72 ausgebildet, wobei die Hauptwelle 7 als Pumpenwelle dient, und die Pumpe ist an der Vorderseite der Trennwand 1a montiert. Die Einlaßöffnung dieser Fluidpumpe 72 steht in Verbindung mit einem Ansaugkanal 73, der in der Trennwand 1a ausgebildet ist und sich zur Außenseite der anderen Seitenwand des vorderen Gehäuses 1 öffnet, und ein Saugrohr 74 dient zum Verbinden des Ansaugkanals 73 mit dem Ölsumpf in dem Getriebegehäuse 2, wie schematisch in Fig. 4 gezeigt. Die Auslaßöffnung der Fluidpumpe 72 steht mit der Einlaßöffnung 71P in dem Plattenteil 64 über eine Auslaßöffnung 75 in Verbindung, die in der Trennwand 1a ausgebildet ist.

Die Regelventilbaugruppe wird anhand des in Fig. 8 gezeigten Fluidkreislaufdiagramms beschrieben. In dieser Figur ist das Fluidreservoir oder der Ölsumpf in der hinteren Hälfte des vorderen Gehäuses 1 und in dem Getriebegehäuse 2 als Tank mit der Bezugzahl 77 dargestellt. Die Ventilbaugruppe 63 umfaßt ein Richtungsregelventil 78, das mit den fluidbetätigten Kupplungen

54F und 54R durch Fluidwege 79F und 79R verbunden ist, die den oben genannten Betätigungsfluidkanälen 61F, 55F bzw. 61R, 55R entsprechen. Dieses Richtungsregelventil 78 weist eine neutrale Position N auf, in der beide Kupplungen 54F und 54R ausgerückt sind, eine Vorwärtsposition F, in der die Kupplung 54F wahlweise betätigt wird, und eine Rückwärtsposition R, in der die Kupplung 54R wahlweise betätigt wird. Mit dem Auslaßweg 80 der Fluidpumpe 72 ist ein Absperrventil 81 verbunden, das seinerseits über einen Fluidweg 82 mit einem Druckminderventil 83 verbunden ist. Das Druckminderventil 83 ist über einen Fluidweg 84 mit dem Richtungsregelventil 78 verbunden. Von dem Weg 82 zweigt ein Fluidweg 85 ab, in den ein regulierbares Entlastungsventil 86 eingebaut ist, das den auf die Kupplungen 54F und 54R aufgebrachten Fluiddruck bestimmt. Es ist ein Hauptentlastungsventil 87 vorhanden, das den Fluiddruck in dem Pumpenauslaßweg 80 bestimmt. Der Fluidauslaßweg 88 von diesem Hauptentlastungsventil 87 führt zu den Kupplungen 54F und 54R und dient dazu, den Scheiben 54a und 54b dieser Kupplungen Schmiermittel durch Wege zuzuführen, die den oben genannten Schmiermittelkanälen 61L und 55L entsprechen. Der Fluidauslaßweg 85a des regulierbaren Entlastungsventils 86 ist mit dem Weg 88 verbunden. Ein Neben-Entlastungsventil 89 ist mit dem Weg 88 verbunden, um einen Schmiermitteldruck zu bestimmen. Außerdem ist mit diesem Weg 88 ein Strömungsregelventil 90 verbunden, und in den Weg 88 ist ein Ein-Aus-Ventil 91 eingebaut.

Wie in Fig. 8 gezeigt, ist das Druckminderventil 83 so ausgebildet, daß es durch ein Pedal 92 über einen Schwenkarm 93 betätigt oder verlagert wird. Dieses Druckminderventil 83 weist eine Nichtminderungsposition A auf, in der der Fluidweg 82 mit dem Fluidweg 84 ohne wesentliche Verringerung des Fluidrucks verbunden ist, eine Druckminderposition B, in der die Verbindung zwischen den Fluidwegen 82 und 84 gedrosselt ist und ein Teil des Fluids durch eine Öffnung in den Sumpf 77 abgelassen wird, so daß der durch das regulierbare Entlastungsventil 86 aufgebaute Druck auf variable Weise reduziert wird, sowie eine Druckminderposition C, in der der Fluidweg 82 blockiert und der Fluidweg 84 mit dem Sumpf 77 verbunden ist, so daß die Kupplungen 54F und 54R ausgerückt werden. Das Absperrventil 81 ist so ausgebildet, daß es eine Absperrposition I aufweist, in der der Fluidweg 80 blockiert und der Fluidweg 82 mit dem Sumpf 77 verbunden ist, sowie eine offene Position II, in der der Fluidweg 80 mit dem Fluidweg 82 verbunden ist. Dieses Absperrventil 81 ist durch seine Ventillfeder 81a in Richtung auf die Absperrposition I vorgespannt. Es ist ein Fluidweg 94 zum Aufbringen von in dem Fluidweg vorhandenem Druck auf das Absperrventil 81 von der entgegengesetzten Seite der Ventillfeder 81a vorgesehen. Die Anordnung ist so getroffen, daß dann, wenn das Druckminderventil 83 in seine Druckentlastungsposition C gebracht wird, das Sperrventil 81 aus seiner Absperrposition I durch ein stangenförmiges Bauteil 95, das durch den oben genannten Schwenkarm 93 betätigt wird, in seine offene Position II gebracht wird und daß dieses Ventil 81 nunmehr durch den in dem Fluidweg 82 herrschenden Druck, der über den Weg 94 aufgebracht wird, in seiner offenen Position II gehalten wird. Die Funktionen dieser Ventile 81 und 83 werden weiter unten näher beschrieben.

Wie üblich, enthält das regulierbare Entlastungsventil 86 einen Steuerkolben 97, der das Basisende einer druckaufbauenden Feder 96 aufnimmt. Hinter diesem

Steuerkolben ist eine Fluidkammer 98 ausgebildet, auf die der Druck des Fluidweges 82 allmählich durch eine Öffnung 99 aufgebracht wird, so daß der Kolben 97 nach und nach vorgeschoben wird, um allmählich die Kraft der Feder 96 zu steigern, wodurch der in dem Fluidweg 82 herrschende Druck allmählich erhöht wird. Um Fluid schnell aus der Fluidkammer 98 abzulassen, wenn das Richtungsregelventil 78 zurück in seine neutrale Position N gebracht wird, ist die Kammer 98 durch einen Fluidweg 100 auch mit dem Regelventil 78 verbunden, so daß die Kammer über das Ventil 78 mit dem Sumpf 77 verbunden ist.

Wie ebenfalls in Fig. 8 gezeigt, ist das Strömungsregelventil 90 so ausgebildet, daß es eine erste Position aufweist, in der es kein Ablassen von Fluid aus der Leitung 88 gestattet, und eine zweite Position, in der ein Teil des durch die Leitung 88 fließenden Fluids durch eine in diesem Ventil 90 vorhandene Öffnung 90a in den Sumpf 77 abgelassen wird. Dieses Strömungsregelventil 90 ist durch seine Ventillfeder 90b in Richtung auf die erste Position vorgespannt, und es ist ein Steuer- oder Nebenfluidweg 101 vorgesehen, um den Druck des Fluidweges 84 zwischen dem Druckminderventil 83 und dem Richtungsregelventil 78 von der entgegengesetzten Seite der Feder 90b auf das Strömungsregelventil 90 aufzubringen. Das Ein-Aus-Ventil 91 ist so eingerichtet, daß es die gezeigte "Aus"-Position einnehmen kann, in der es die Leitung 88 absperrt, sowie eine "Ein"-Position, in der es Schmieröl durch die Leitung 88 fließen läßt. Ähnlich wie das Ventil 90 ist das Ein-Aus-Ventil 91 durch seine Ventillfeder 91a in Richtung auf die "Aus"-Stellung vorgespannt, und ein Steuer- oder Nebenweg 102 ist vorgesehen, um den Druck des Fluidweges 84 von der entgegengesetzten Seite der Feder 91a auf dieses Ventil 91 aufzubringen. Infolgedessen regeln diese Ventile 90 und 91 die Schmierölaufuhr zu den Kupplungen 54F und 54R in Reaktion auf den auf die Kupplungen aufgebrachten Druck, wie weiter unten näher erläutert.

In Fig. 8 sind die oben erwähnten Schmiermittelregelungsmechanismen, die zu den Kupplungen 54F bzw. 54R gehören; auch als zwei Ventile 103 dargestellt, in denen die genannten Öffnungen 57 enthalten sind und die jeweils durch die genannte Rückzugfeder 54c in einer Richtung vorgespannt sind, in der Schmiermittel nur durch die Öffnung 57 zugeführt wird.

Im folgenden wird der Aufbau der Regelventilbaugruppe 63 näher erläutert. Gemäß Fig. 6 und 7 weist das äußere Gehäuseteil 66 an seiner Außenseite einen angeformten Gehäuseabschnitt 66a auf, in dem das regulierbare Entlastungsventil 86 und das Richtungsregelventil 78, die anhand von Fig. 8 erwähnt wurden, so angeordnet sind, daß sich diese Ventile in axialer Richtung des Fahrzeugs erstrecken, wobei das Entlastungsventil 86 höher angeordnet ist. Wie ebenfalls in Fig. 6 und 7 gezeigt, sind das Absperrventil 81, das Druckminderventil 83, das Strömungsregelventil 90 und das Ein-Aus-Ventil 91, die ebenfalls anhand von Fig. 8 beschrieben wurden, in dem inneren Gehäuseteil 67 so angeordnet, daß sich diese Ventile bei dem gezeigten Aufbau in axialer Richtung des Fahrzeugs erstrecken. Der anhand von Fig. 8 erwähnte Schwenkarm 93 ist auf einer quer verlaufenden drehbaren Steuerwelle 105 fest montiert, die durch das äußere Gehäuseteil 66 und das Plattenteil 64 sowie die Trennwand 1a unterstützt wird und die vor dem inneren Gehäuseteil 67 angeordnet ist. Diese Steuerwelle 105 trägt an ihrem äußeren Ende einen Betätigungsarm 106. Das Plattenteil 64 dient allgemein zum Aufneh-

men von Fluidkanälen. Die zur Verbindung zwischen den Fluidkanälen in dem Plattenteil 64 und denjenigen im äußeren Gehäuseteil 66 dienenden Kanäle sind in dem Abdichtungsteil 65 ausgebildet, während die Verbindung zwischen den Fluidkanälen in dem Plattenteil 64 und denjenigen in dem inneren Gehäuseteil 67 dadurch hergestellt ist, daß einander entsprechende Kanäle in diesen Bauteilen Seite an Seite ausgebildet sind.

Die Ventilkonstruktionen in dem äußeren Gehäuseteil 66 sind in Fig. 9 und 11 gezeigt, während die Ventile in dem inneren Gehäuseteil 67 in Fig. 10 und 11 dargestellt sind.

Wie in Fig. 9 und 11 gezeigt, besteht das Richtungsregelventil 78 aus einem Steuerschieber, der in einer in dem Gehäuseteil 66a ausgebildeten axialen Ventilaufnahmebohrung verschiebbar ist. In die Ventilaufnahmebohrung münden eine Pumpenöffnung 78P, mit der ein von dem Druckminderventil 83 kommender Fluidweg verbunden ist, Kupplungsöffnungen 78F und 78R, die jeweils mit den fluidbetätigten Kupplungen 54F und 54R in Verbindung stehen, zwei Fluidablaßöffnungen 78T₁ und 78T₂, die jeweils mit dem Ölsumpf 77 verbunden sind, sowie eine Fluidrückführungsöffnung 78D, mit der der von der Fluidkammer 98 in dem regulierbaren Entlastungsventil 86 kommende Fluidweg 100 verbunden ist. Das Ventil 78 weist Anschlußflächen und einen inneren Fluidkanal auf, die dazu dienen, Verbindungen und Trennungen zwischen den oben genannten Öffnungen herzustellen. Die Anordnung ist so getroffen, daß das Richtungsregelventil 78 in seiner neutralen Position N nach Fig. 9 sowohl die Pumpenöffnung 78P, die Kupplungsöffnungen 78F und 78R als auch die Fluidrückführungsöffnung 78D mit der Fluidablaßöffnung 78T₁ oder 78T₂ verbindet. Weiterhin verbindet das Ventil 78 in seiner in Fig. 11 gezeigten Stellung F für die Vorwärtsfahrt die Pumpenöffnung 78P mit der Kupplungsöffnung 78F, während die Kupplungsöffnung 78R mit der Fluidauslaßöffnung 78T₁ verbunden und die Fluidrückführungsöffnung 78D abgesperrt wird; in seiner Position R für die Rückwärtsfahrt, in die das Ventil 78 durch eine Rückwärtsbewegung aus der neutralen Position nach Fig. 9 gebracht wird, verbindet es die Pumpenöffnung 78P mit der Kupplungsöffnung 78R, während es die Kupplungsöffnung 78F mit der Fluidablaßöffnung 78T₁ verbindet und die Fluidrückführungsöffnung 78D absperrt.

Zum Betätigen oder Verschieben des Richtungsregelventils 78 dient eine sich quer erstreckende Steuerwelle 108, die durch den Gehäuseabschnitt 66a drehbar unterstützt wird und einen Schaltebel 109 trägt, der an dem Ventil 78 angreift. Um das Ventil 78 in jeder der Stellungen N, F und R lösbar festzuhalten, ist der Ventilschieber in seinem Außenumfang mit drei ringförmigen Einrastnuten 110N, 110F und 110R versehen, in die eine in einer Bohrung in dem Gehäuseteil 66a angeordnete Einrastkugel 112 wahlweise unter der Vorspannung der Feder 111 hineinragt. Wie gezeigt, sind zwischen je zwei benachbarten Nuten 110N und 110F sowie 110N und 110R keine runden Außenflächen ausgebildet, damit die Kugel 112 daran gehindert wird, in solche runden Flächen einzugreifen und den Ventilschieber in falschen Positionen zu halten. Wie in Fig. 6 und 7 gezeigt, ragt die Steuerwelle 108 aus dem Gehäuseteil 66a nach außen und trägt an ihrem äußeren Ende einen an ihr befestigten Betätigungsarm 113.

Wie in Fig. 9 und 11 gezeigt, weist das regulierbare Entlastungsventil 86 einen Ventilkörper 86A und einen Steuerkolben 97 auf, die in einem Ventilgehäuse 114

angeordnet sind, das seinerseits in eine in dem Gehäuseteil 66a ausgebildete axiale Bohrung eingepaßt ist. Das Ventilgehäuse 114 besitzt eine Pumpenöffnung 86P, mit der der Fluidweg 85 verbunden ist, eine Fluiddruck-Aufbringungsöffnung 865, die über die oben genannte in dem Gehäuseteil 66a ausgebildete Öffnung 99 mit dem Fluidweg 85 in Verbindung steht und in die oben genannte Fluidkammer 98 mündet, eine Fluidentlastungsöffnung 86T₁, die mit dem Fluidweg 85a verbunden ist, eine Fluidablaßöffnung 86T₂, die mit dem Sumpf 77 verbunden ist, und eine Fluidrückführungsöffnung 86D, die mit dem Fluidweg 100 verbunden ist. In dem Ventilkörper 86A ist ein gedrosselter Fluidweg 86a enthalten, der den Fluiddruck in der Pumpenöffnung 86P einer Fluidkammer 115 zuführt, die in dem Gehäuse 114 auf der entgegengesetzten Seite des Steuerkolbens 97 ausgebildet ist. Der Ventilkörper 86A weist ferner einen angeformten stiftförmigen Abschnitt 86b auf, der sich in Richtung auf den Steuerkolben 97 erstreckt. Dieser besitzt an seiner vorderen Stirnfläche einen angeformten rohrförmigen Abschnitt 97a, in den der stiftförmige Abschnitt 86b eintreten kann. Die oben anhand von Fig. 8 erwähnte druckaufbauende Feder 96 besteht aus drei koaxialen Schraubenfedern 96a, 96b und 96c. Von diesen ist die äußerste Feder 96a so angeordnet, daß sie mit ihren beiden Enden an dem Ventilkörper 86A und an dem Steuerkolben 97 angreift, die sich bereits in der in Fig. 9 gezeigten Position befinden, in der Ventilkörper und Steuerkolben die maximale Entfernung voneinander einnehmen. Die radial mittlere Feder 96b ist so angeordnet, daß ihr eines Ende an dem Ventilkörper 86A angreift und ihr anderes Ende durch den rohrförmigen Abschnitt 97a geführt wird und bei dem Zustand nach Fig. 9 von dem Steuerkolben 97 durch einen Abstand getrennt ist. Die innerste Feder 96c ist in dem rohrförmigen Abschnitt 97a so angeordnet, daß sie an dem stiftförmigen Abschnitt 86b zur Anlage kommt, wenn dieser infolge einer Vorwärtsbewegung des Steuerkolbens 97 gemäß Fig. 11 in den rohrförmigen Abschnitt 97a eintritt. Das Basisende dieser Feder 96c wird durch einen herausnehmbaren Stöpsel 97b aufgenommen, der in den Steuerkolben 97 eingeschraubt ist, und es ist vorgesehen, daß eine oder mehrere Beilegscheiben 97c zwischen der Feder 96c und dem Stöpsel 97b angeordnet werden können, um die Kraft der Feder 96c zu regulieren. Das Ventilgehäuse 114 weist in seiner Innenfläche eine ringförmige Stufe 114a auf, die dazu dient, die Vorwärtsbewegung des Steuerkolbens 97 zu begrenzen. An dem Ventilkörper 86A ist ein Stoppstift 86c angebracht, um den Körper daran zu hindern, ein "Überheben" durch zu starke Bewegung infolge hoher Ölviskosität zu verursachen, wenn die Öltemperatur niedrig ist.

Das oben beschriebene bevorzugte regulierbare Entlastungsventil 86 variiert die Art, wie der Fluiddruck ansteigt, wenn das Richtungsregelventil 78 aus seiner neutralen Position N in die Vorwärts- oder Rückwärtsposition F oder R gebracht worden ist, in drei Stufen, und zwar aufgrund der Verwendung der drei Federn 96a, 96b und 96c, die in der oben beschriebenen Weise angeordnet sind. Fig. 12 veranschaulicht eine solche Art des Anstiegs des Fluiddrucks P als Funktion der Zeit t. In dem Zeitpunkt, in dem das Regelventil 78 soeben verstellt worden ist ($t = 0$), wird ein anfänglicher Fluiddruck P_0 aufgebaut, der der anfänglichen Federkraft oder Last der äußersten Feder 96a entspricht. Während der Steuerkolben 97 durch das der Fluidkammer 98 zugeführte Fluid langsam vorgeschoben wird, so daß die

Kraft der Feder 96a allmählich zunimmt, wird der Fluiddruck P nach und nach von dem Anfangsdruck P_0 auf den Druck P_1 im Zeitpunkt t_1 erhöht, in dem die radial mittlere Feder 96b infolge der Vorwärtsbewegung des Kolbens 97 an diesem zur Anlage kommt. Ab dem Zeitpunkt t_1 dienen die Federn 96a und 96b zur Erhöhung des Fluiddrucks P, so daß dieser schneller als zuvor von dem Druck P_1 auf den Druck P_2 im Zeitpunkt t_2 ansteigt, in dem der stiftförmige Abschnitt 86b des Ventilkörpers 86A soeben in den rohrförmigen Abschnitt 97a des Steuerkolbens 97 eingetreten und an der innersten Feder 96c zur Anlage gekommen ist. Ab dem Zeitpunkt t_2 dient auch die Feder 96c dem Druckanstieg, so daß der Fluiddruck P relativ schnell von dem Druck P_2 auf den normalen Druck P_a im Zeitpunkt t_3 ansteigt, in dem der Steuerkolben 97 zur Anlage an der ringförmigen Abstufung 114a des Ventilgehäuses 114 nach Fig. 11 gelangt. Das Anfahren des Fahrzeugs wird beispielsweise an einem Punkt S zwischen den Zeiten t_1 und t_2 stattfinden, woraufhin das Fahrzeug infolge des langsamen Anstiegs des Fluiddrucks ohne irgendeinen erheblichen Stoß in den normalen Betrieb übergeht. Da die Feder 96c, die am Aufbau des normalen Fluiddrucks beteiligt ist, im Inneren des Steuerkolbens 97 angeordnet ist, kann der normale Fluiddruck P_a leicht beispielsweise mit Hilfe der oben erwähnten Beilegscheiben 97c variiert oder reguliert werden. Eine solche Regulierung des normalen Fluiddrucks übt keinen ungünstigen Einfluß auf den anfänglichen Fluiddruck P_0 und das Druckanstiegsverhalten bis zu dem Zeitpunkt t_2 aus. Die Verwendung und Anordnung der Federn 96a, 96b und 96c verlängert die Verzögerungszeit beim Steigern des Fluiddrucks, so daß selbst dann, wenn die Haupt- und Zusatz-Verschaltmechanismen 15 und 18 nach Fig. 1 innerhalb des Getriebegehäuses 2 auf hohen Gang geschaltet werden, der beim Anfahren des Fahrzeugs auftretende Stoß weitgehend gemildert wird.

Der Aufbau des Druckminderventils 83 wird anhand von Fig. 10 und 11 und Fig. 13 bis 16 beschrieben. Wie in Fig. 10 und 11 gezeigt, umfaßt dieses Ventil 83 einen Ventilkörper 83A, der in einer in dem inneren Gehäuseteil 67 in niedriger Höhe ausgebildeten axialen Ventilaufnahmebohrung verschiebbar angeordnet ist. In die Ventilaufnahmebohrung münden jeweils eine Pumpenöffnung 83P, mit der der von dem Absperrventil 81 kommende Druckmittelweg 82 verbunden ist, eine Kupplungsöffnung 83C, die mit dem Druckmittelweg 84 zu dem Richtungsregelventil 78 verbunden ist, sowie zwei Fluidablaßöffnungen 83T₁ und 83T₂, die jeweils mit dem Sumpf 77 verbunden sind. Der Ventilkörper 83A ist hohl geformt und weist in seinem axialen Mittelabschnitt eine innere Trennwand 83a auf. Eine Feder 118 und ein Belastungskolben 119 sind in dem Ventilkörper hinter der Trennwand 83a angeordnet, während ein Ventilkegel 120 innerhalb des Ventilkörpers vor der Trennwand 83a angeordnet ist. Der Ventilkegel 120 besitzt einen Stiel 120a, der an einer Steuerstange 121 mittels eines Stiftes 122 befestigt ist, der seinerseits in den vorderen Endabschnitt der Ventilaufnahmebohrung eingesetzt ist und vor dem Gehäuseteil 67 an dem oben genannten Schwenkarm 93 angreift. Die Steuerstange 121 ist in ihrer hinteren Hälfte mit einer axialen Bohrung versehen, in der ein Paar von Schraubenfedern 123 und 124 angeordnet sind, die den Ventilkörper 83A über einen Ring 125 zu einer Rückwärtsbewegung vorspannen. Der Ventilkörper 83A besitzt ferner ein Paar von radialen Öffnungen 83b und 83c, die jeweils vor bzw. hinter der inneren Trennwand 83a angeordnet sind, eine radia-

le Bohrung 83d, die den Hohlraum innerhalb des Ventilkörpers 83A mit der dritten Fluidablaßöffnung 83T₁ verbindet, und eine radiale Öffnung 83e, die in der an dem Ring 125 anliegenden vorderen Stirnfläche des Ventilkörpers 83A ausgebildet ist und zu der Fluidablaßöffnung 83T₂ führt.

Das Druckminderventil 83 ist so eingerichtet, daß es durch eine der Steuerstange 121 durch den Schwenkarm 93 erteilte Schubbewegung verlagert werden kann. Zum Einstellen der Nichtminderungsposition A und der Druckentlastungsposition C, die zuvor anhand von Fig. 8 beschrieben wurden, ist das Ventil 83 in weiter unten zu erläuternder Weise eingerichtet. Fig. 11 und 13 zeigen das Druckminderventil 83 in seiner Nichtminderungsposition A. Wie in Fig. 13 klar zu erkennen, ist die Anordnung so getroffen, daß in der Nichtminderungsposition A ein axialer Mittelabschnitt 83f des Ventilkörpers 83A mit verkleinertem Durchmesser eine ungehinderte Fluidverbindung zwischen den Öffnungen 83P und 83C zuläßt, so daß der Fluiddruck in der Pumpenöffnung 83P der Kupplungsöffnung 83C als Auslaßfluiddruck zugeführt wird, ohne reduziert zu werden. Fig. 14 zeigt das Druckminderventil 83 in seiner Druckentlastungsposition C, die dadurch erreicht wird, daß das in Fig. 8 gezeigte Pedal 92 voll herabgetreten wird, um die Steuerstange 121 voll nach vorn zu verlagern. In dieser Entlastungsposition nimmt die Steuerstange 121 eine Stellung ein, in der die Vorspannkraft der Federn 123 und 124 weitgehend reduziert wird, so daß der Ventilkörper 83A durch die Vorspannkraft der Feder 118 in die Stellung gebracht wird, in der, während die Pumpenöffnung 83P durch eine hinter dem Abschnitt 83f mit geringerem Durchmesser angeordnete Anschlußfläche blockiert wird, der Abschnitt 83f eine volle Verbindung zwischen der Kupplungsöffnung 83C und der Fluidablaßöffnung 83T₁ zuläßt, so daß der Fluiddruck in der Kupplungsöffnung 83C entlastet wird.

Wie aus Fig. 14 zu ersehen, ist die äußere Feder 124 eines Paares von Schraubenfedern 123 und 124 so angeordnet, daß diese Feder 124 sich von dem Ring 125 fortbewegt, wenn die Steuerstange 121 um mehr als eine gewisse Distanz nach vorn verlagert wird. Gemäß Fig. 15 ist diese äußere Schraubenfeder 124 insbesondere so ausgebildet, daß sie einen weit gewundenen Abschnitt 124a von größerer Steifigkeit und einen eng gewundenen Abschnitt 124b von geringerer Steifigkeit aufweist, so daß dann, wenn die Feder 124 zwischen der Steuerstange 121 und dem Ring 125 durch Vorschieben mittels der Stange 121 zusammengedrückt wird, der eng gewundene Abschnitt 124b zuerst zusammengedrückt wird, um einen engen Kontakt der Windungen in diesem Abschnitt 124b zu bewirken, und anschließend wird der weit gewundene Abschnitt 124a zusammengedrückt. Fig. 16a, 16b und 16c zeigen Druckminderungsarten, die das Ventil 83 in seiner Druckminderungsposition B nach Fig. 8 ermöglicht. Bei jeder dieser Arten ist der Ventilkörper 83A durch den Fluiddruck in der Kupplungsöffnung 83C, der durch die Öffnung 83c aufgebracht wird, sowie durch die Vorspannkraft der Feder 118 nach vorn vorgespannt, und durch die Vorspannkraft der Feder 123 oder der Federn 123 und 124 wird er zur Rückwärtsbewegung vorgespannt. Außerdem wird das in der Kupplungsöffnung 83C vorhandene Fluid kontinuierlich langsam durch die Öffnung 83b in die Fluidablaßöffnung 83T₁ abgeleitet. Infolgedessen wird der Ventilkörper 83A pendelnd vor und zurück bewegt, um die Pumpenöffnung 83P mittels eines Endabschnitts der Anschlußfläche hinter dem Abschnitt 83f mit geringerem Durch-

messer zu öffnen und zu schließen und dadurch den in der Pumpenöffnung herrschenden Fluiddruck mit reduziertem Auslaßdruck der Kupplungsöffnung 83C zuzuführen. Fig. 16a zeigt einen Zustand, in dem die Steuerstange 121 relativ weit vorwärts geschoben worden ist, so daß die äußere Feder 124 von dem Ring 125 getrennt ist. In dieser Stellung wird der Grad der Druckminderung ausschließlich durch die Vorspannkraft der inneren Feder 123 bestimmt, so daß an der Kupplungsöffnung 83C ein weitgehend reduzierter Druck als Ausgangsfluiddruck des Druckminderventils 83 erzielt wird. Fig. 16b zeigt einen Zustand, bei dem sich die Steuerstange 121 in einer Position befindet, in der sowohl die innere als auch die äußere Feder 123 und 124 an dem Ring 125 anliegen, doch ist die äußere Feder nur in ihrem eng gewundenen Abschnitt 124b zusammengedrückt (Fig. 15). In diesem Stadium wird der Grad der Druckminderung durch die Vorspannkraft der inneren Feder 123 und durch die Vorspannkraft des eng gewundenen Abschnitts 124b der äußeren Feder 124 bestimmt, so daß ein reduzierter Druck von mittlerer Höhe an der Kupplungsöffnung 83C als Ausgangsfluiddruck des Druckminderventils 83 erreicht wird. Fig. 16c zeigt ein Stadium, in dem die Steuerstange 121 sich in einer solchen Position befindet, daß die Windungen des eng gewundenen Abschnitts 124b der äußeren Feder 124 in engem Kontakt miteinander stehen und der weit gewundene Abschnitt 124a der Feder zusammengedrückt wird. In diesem Stadium ist auch der weit gewundene Abschnitt 124a an der Bestimmung des Druckminderungsgrades beteiligt, so daß ein reduzierter Druck von geringerer Höhe als Ausgangsfluiddruck des Druckminderventils 83 erzielt wird. Die volle Betätigung des Druckminderventils 83 wird weiter unten näher beschrieben.

Der Aufbau des Absperrventils 81 wird anhand von Fig. 10 und 11 beschrieben. Dieses Ventil 81 ist in einer axialen Ventilaufnahmebohrung angeordnet, die in dem inneren Gehäuseteil 67 in seinem oberen Abschnitt ausgebildet ist. In diese Bohrung münden eine Pumpenöffnung 81P, mit der der von der Pumpe 72 kommende Fluidweg 80 verbunden ist, und eine Kupplungsöffnung 81C, die mit dem zu dem Druckminderventil 83 führenden Fluidweg 82 verbunden ist. Das Ventil 81 wird durch seine Ventillfeder 81a in der Richtung zum Absperren zwischen den Öffnungen 81P und 81C vorgespannt. Das Ventil 81 umfaßt eine radiale Bohrung 81b zum Ablassen von Fluid aus der Kupplungsöffnung 81C zu dem Sumpf 77 bei der anhand von Fig. 8 beschriebenen Absperrposition I und eine radiale Öffnung 81c zum Aufbringen von in der Kupplungsöffnung 81C herrschendem Fluiddruck auf das Ventil 81 von der entgegengesetzten Seite der Ventillfeder 81a. Der Fluidweg 94, der oben anhand von Fig. 8 beschrieben wurde, wird mit einem Hauptfluidkanal in dem Absperrventil 81 vereinigt und wird durch einen Hohlraum 81d in dem Ventil 81 und eine mit dem Raum 81d in Verbindung stehende radiale Bohrung 81e gebildet. Das ebenfalls anhand von Fig. 8 erwähnte Stangenteil 95 ist verschiebbar in eine Bohrung mit reduziertem Durchmesser eingeführt, die vor der Ventilaufnahmebohrung angeordnet ist, und weist eine rückwärtige Stirnseite 95a auf, die betätigbar ist, um an einer inneren ringförmigen Abstufung 81f des Ventils 81 anzugreifen, um dieses Ventil rückwärts entgegen der Vorspannkraft der Ventillfeder 81a zu verschieben.

Wie bereits beschrieben, wird dann, wenn das Druckminderventil 83 in seine Druckentlastungsposition C

nach Fig. 8 gebracht wird, das Absperrventil 81 durch das Stangenteil 95 angeschoben und in seine offene Position II nach Fig. 11 gebracht, in der die Öffnungen 81P und 81C über den Hohlraum 81d und die Bohrung 81e miteinander in Verbindung stehen. Fig. 11 veranschaulicht einen Zustand, in dem das Druckminderventil 83 anschließend in seine Nichtentlastungsposition A zurückgeführt wird, und infolgedessen wird das Stangenteil 95 durch die Wirkung des Fluiddrucks in dem Hohlraum 81d nach außen verschoben, um in Anlage an dem Schwenkarm 93 zu bleiben. In diesem Zustand bleibt das Absperrventil 81 infolge des Fluiddrucks in dem Weg 82, der durch die Bohrung 81e aufgebracht wird, in seiner offenen Position II. Wie zuvor anhand von Fig. 1 und 2 beschrieben, ist die Hauptwelle 7 so eingerichtet, daß sie direkt durch den Motor 5 ohne Zwischenschaltung einer Kupplung angetrieben wird. Dies ist deshalb der Fall, weil das oben beschriebene Absperrventil 81 vorgesehen ist, so daß der Zusatz-Vorschaltmechanismus 12 nach Fig. 1 und 3 als Kupplung für die Fahrzeugantriebs-Kraftübertragung wirkt. Das heißt, das Absperrventil 81 bleibt auch dann in seiner Absperrposition nach Fig. 10, wenn das Richtungsregelventil 78 in seine Vorwärts- oder Rückwärtsposition F oder R gebracht wird, und es wird zum ersten Mal in seine offene Stellung gebracht, wenn das in Fig. 8 gezeigte Pedal 92 voll herabgetreten wird, so daß das Druckminderventil 83 in seine Druckentlastungsposition C gebracht wird. Die fluidbetätigte Kupplung 54F oder 54R wird bei der Entlastungsstellung C des Druckminderventils 83 wegen der Fluiddruckentlastung nicht eingerückt, so daß der Zusatz-Vorschaltmechanismus 12 nach Fig. 1 und 3 als Kupplung wirkt. Der Vorschaltmechanismus 12 beginnt allmählich, Kraft zu übertragen, während das Pedal 92 langsam freigegeben wird.

Von den übrigen in dem inneren Gehäuseteil 67 vorhandenen Ventilen ist das Hauptentlastungsventil 87 so angeordnet, daß es dem Fluidweg 80 an einer Verbindungsstelle zwischen den Wegen 80 und 88 zugewandt ist, und es wird durch seine Ventillfeder 87a zur Bewegung in die Nichtentlastungsposition vorgespannt, wie in Fig. 10 und 11 gezeigt. Ebenfalls gemäß Fig. 10 und 11 ist das Neben-Entlastungsventil 89 so angeordnet, daß es dem Fluidweg 88 zugewandt ist, und es ist durch seine Ventillfeder 89a zur Bewegung in die Nichtentlastungsposition vorgespannt. Das Strömungsregelventil 90 ist in einer axialen Ventilaufnahmebohrung angeordnet, in die sich ein mit Ringnuten versehener Abschnitt 88a des Fluidweges 88 öffnet. Die oben genannte Öffnung 90a wird durch eine gedrosselte radiale Bohrung gebildet, die in dem Ventil 90 ausgebildet ist. Der ebenfalls oben erwähnte Steuer- oder Nebenweg 101 ist so angeordnet, daß der in diesem Weg herrschende Fluiddruck auf das vordere Ende des Ventils 90 wirkt. Das Strömungsregelventil 90 ist dann, wenn es durch die Wirkung des Fluiddrucks in der Leitung 101 entgegen der Ventillfeder 90b in die Position nach Fig. 11 gebracht wird, wirksam, um einen Teil des Fluids aus der Leitung 88 durch die Öffnung 90a in den Sumpf 77 abzuführen und dadurch den Fluidstrom in dem Weg 88 zu reduzieren. Das Ein-Aus-Ventil 91 ist in einer axialen Ventilaufnahmebohrung angeordnet, in die ein Paar von in einem Abstand angeordneten, mit Ringnuten versehenen Abschnitten 88b und 88c in dem Weg 88 einmünden. Der zuvor genannte Steuer- oder Nebenweg 102 ist so angeordnet, daß der in diesem Weg herrschende Fluiddruck auf eine Stirnfläche des Ventils 91 wirkt. Das Ein-Aus-Ventil 91 ist betätigbar, wenn es durch den Fluiddruck in dem Weg 102

entgegen der Kraft der Ventillfeder 91a in die Position nach Fig. 11 gebracht wird, um eine Fluidverbindung zwischen den Nutenabschnitten 88b und 88c mittels seines Abschnitts mit reduziertem Durchmesser herzustellen und dadurch den Zustrom von Schmiermittel zu den Kupplungen 54F und 54R zu gestatten.

Die bereits erwähnte Fig. 11 zeigt einen Zustand, in dem das Fahrzeug unter normalen Bedingungen in der Vorwärtsrichtung F des Richtungsregelventils 78 gefahren wird. Das Druckminderventil 83 ist in seine Nichtminderungsposition A gebracht worden. Bei diesem Betriebszustand nimmt das regulierende Entlastungsventil 86 die gezeigte Stellung ein, und es wird der in Fig. 12 gezeigte normale Fluiddruck Pa in den Fluidwegen 82 und 84 aufgebaut; infolge dieses Fluiddrucks bewirkt das Strömungsregelventil 90, daß ein Teil des Schmiermittels aus dem Schmiermittelspeiseweg 88 abgelassen wird, während das Ein-Aus-Ventil 91 den Schmiermittelfluss durch diesen Weg 88 gestattet. Das Neben-Entlastungsventil 89 nimmt seine gezeigte Entlastungsstellung ein und baut den Druck des den Kupplungen 54F und 54R zugeführten Schmiermittels auf. Da der Druck des Kupplungsbetätigungsfluids nun durch das regulierbare Entlastungsventil 86 bestimmt wird, bleibt das Hauptentlastungsventil 87 in seiner Nichtentlastungsposition, und von der Pumpenöffnung 86P zu der Ablassöffnung 86T, des regulierbaren Entlastungsventils 86 geleitetes Fluid wird dem Schmiermittelspeiseweg 88 über den Weg 85a als Schmiermittel zugeführt. Von den zu den Kupplungen 54F und 54R gehörigen Schmiermittelregulierungsmechanismen, die in Fig. 8 in Form zweier Ventile 103 dargestellt sind, nimmt nur das Ventil 103, das zu der Vorwärtskupplung 54F gehört, die Position ein, in der Schmiermittel ohne Einschränkung zugeführt wird.

Fig. 17 ist eine Seitenansicht eines wichtigen Teils des vorderen Gehäuses 1. Wie in dieser Figur gezeigt, ist eine Stufe 165 auf der Außenseite des äußeren Gehäuseteils 66 in einem Abstand von diesem angeordnet und an einem Montageansatz 166 an der Seitenfläche des vorderen Gehäuses 1 sowie einem zweiten Ansatz (nicht gezeigt) auf der Außenseite des Getriebegehäuses 2 befestigt. Der Gehäuseabschnitt 66a befindet sich unter der Stufe 165, und die oben erwähnten Betätigungsarme 106 und 113 sind ebenfalls unterhalb der Stufe 165 angeordnet. Ein Betätigungsarm 167 ist an der Steuerwelle 32 angebracht, um die Zapfkupplung zu betätigen, die zuvor anhand von Fig. 2 erwähnt wurde, und ist ebenfalls auf der Unterseite der Stufe 165 angeordnet. Dieser Arm 167 ist betriebsmäßig mit einem Zapfkupplungshebel (nicht gezeigt) über eine Stange 168 verbunden.

Auf der Innenseite einer Motorhaube 169 ist eine Säule 170 angeordnet, die auf der Oberseite des vorderen Gehäuses 1 befestigt ist. Das Pedal 92 zum Betätigen des Druckminderventils ist um eine Stützwelle 171 drehbar und wird durch die Säule 170 unterstützt. Eine Rückzugfeder 172 für das Pedal 92 ist zwischen diesem Pedal und der Haube 169 angeordnet. Ein Paar von Anschlägen 173 und 174 zum Begrenzen der Bewegung des Pedals 92 sind an der Seitenfläche der Säule 170 und an der Seitenfläche des vorderen Gehäuses 1 befestigt. Der Arm 106 zum Betätigen des Druckminderventils ist über eine Stange 175 mit einem Arm 92a verbunden, der zusammen mit dem Pedal 92 schwenkbar ist. Der Arm 113 zum Betätigen des Richtungsregelventils ist durch ein Kabel 176 mit einem Schalthebel 78a verbunden, der in Fig. 8 schematisch dargestellt ist.

Im folgenden werden der Haupt-Vorschaltmechanismus 15 und der Zusatz-Vorschaltmechanismus 18 nach Fig. 1 beschrieben. Der Haupt-Vorschaltmechanismus 15 umfaßt vier Zahnräder 131, 132, 133 und 134, die auf der Antriebswelle 13 drehbar gelagert sind, und vier Zahnräder 135, 136, 137 und 138, die auf der Vorgelegewelle 14 fest montiert sind und jeweils in die Zahnräder 131 bis 134 auf der Antriebswelle eingreifen. Auf der Antriebswelle 13 sind zwei doppeltwirkende Synchronkupplungen 139 und 140 montiert, um die Kupplungszahnräder 131 bis 134 wahlweise einzeln mit der Antriebswelle zu koppeln. Infolgedessen kann durch diesen Vorschaltmechanismus 15 ein erster bis vierter Gang eingelegt werden.

Wie ebenfalls in Fig. 1 zu sehen, ist die Vorgelegewelle 14 über ein aus den miteinander kämmenden Zahnrädern 142 und 143 bestehendes Untersetzungsgetriebe antriebsmäßig mit der Zwischenwelle 16 verbunden. Zwei Wechselzahnräder 144 und 145 sind auf der Zwischenwelle 16 fest montiert, und zwei Schaltzahnräder 146 und 147, die in die Zahnräder 144 bzw. 145 eingreifen können, sind verschiebbar, jedoch nicht drehbar auf der Kardanwelle 17 gelagert. Eine Kupplung 148, die durch Verschieben des Schaltzahnrad 147 eingerückt werden kann, ist zwischen der Vorgelegewelle 14 und der Kardanwelle 17 angeordnet. Folglich ist der Zusatz-Vorschaltmechanismus 18 betätigbar, um durch Betätigen der Schaltzahnräder 146 und 147 den ersten und dritten Gang einzulegen.

Fig. 18 zeigt die Arbeitsweise des Druckminderventils 78 sowie des Schmiermittelzufuhr-Regulierungsmechanismus einschließlich des Strömungsregelventils 90 und des Ein-Aus-Ventils 91 anhand von schematischen graphischen Darstellungen. In Fig. 18 repräsentiert die horizontale Achse den Ausschlag S des Pedals 92 zur Betätigung des Druckminderventils, wobei S_0 die Nichtbetätigungsstellung des Pedals ($S = 0$) und S_5 die Vollbetätigungsstellung des Pedals ($S = \text{Maximum}$) bezeichnet. Die vertikale Achse repräsentiert den Fluiddruck P, der auf die Kupplung 54F oder 54R eingebracht wird, und die Strömungsmenge Q des der Kupplung 54F oder 54R zugeführten Schmiermittels. Die Veränderung des Fluiddrucks P wird durch die Kurve C_1 und die Veränderung der Schmiermittel-Strömungsmenge Q durch die gestrichelte Kurve C_2 dargestellt.

Wie bereits anhand von Fig. 16a, 16b und 16c beschrieben, weist das Druckminderventil 83 drei Arten der Druckreduzierung auf. Wenn das Pedal 92 aus der Position S_0 in die Position S_1 herabgetreten worden ist, wie in Fig. 18 gezeigt, wird der Zustand nach Fig. 16a erreicht, und dieser Zustand wird zwischen den gezeigten Positionen S_1 und S_2 des Pedals 92 beibehalten. Bei diesem Betriebszustand wird der auf die Kupplung eingebrachte Fluiddruck P durch den Grad der Kompression der Feder 123 sowie durch den Kompressionsgrad des weit gewundenen Abschnitts 124a der Feder 124 bestimmt, und ein variabler Fluiddruck zwischen P_1 und P_2 , der niedriger ist als der normale Fluiddruck Pa kann als Reaktion auf die Position des Pedals 92 erzielt werden. Wird das Pedal weiter herabgetreten, wird der Zustand nach Fig. 16b erreicht, und der Fluiddruck P wird weiter reduziert und kann in dem Bereich zwischen P_2 und P_3 dadurch variiert werden, daß der Kompressionsgrad der Feder 123 und der Kompressionsgrad des eng gewundenen Abschnitts 124b der Feder 124 durch Variieren der Stellung des Pedals 92 zwischen den Positionen S_2 und S_3 geregelt wird. Wird das Pedal noch weiter heruntergetreten, wird der Zustand nach Fig. 16c er-

reicht, und der Fluiddruck P wird weiter reduziert und kann in dem Bereich zwischen P_3 und P_4 variiert werden, indem der Kompressionsgrad der Feder 123 durch Variieren der Position des Pedals 92 zwischen den Positionen S_3 und S_4 geregelt wird. Der Punkt C_a auf der Kurve C_1 repräsentiert den Punkt, in dem der Kolben 54d der Kupplung 54F oder 54R seine maximale Bewegung ausgeführt hat, wodurch die Scheiben 54a und 54b in engen Kontakt miteinander gekommen sind, und der Punkt C_b auf der Kurve C_1 zeigt den Punkt, wo die Kupplung 54F oder 54R voll eingerückt ist, und zwar in einem Betriebszustand, bei dem der Haupt- und Zusatz-Vorschaltmechanismus 15 und 18 nach Fig. 1 auf den niedrigsten der durch Kombination dieser Vorschaltmechanismen verfügbaren zwölf Gänge geschaltet worden ist. Der Punkt C_b wird entlang der Kurve C_1 nach rechts verschoben, wie in Fig. 16 gezeigt, wenn die Vorschaltmechanismen 15 und 18 in ihre kombinierten hohen Gänge geschaltet werden und die auf das Fahrzeug wirkende Last erhöht wird. In dem oben genannten niedrigsten Gang kann durch rutschenden Singriff der Kupplung 54F oder 54R ein variabler Kriechgang des Fahrzeugs dadurch erreicht werden, daß man das Pedal 92 so einstellt, daß die Druckregelung an einem Punkt der Kurve C_1 zwischen den Punkten C_a und C_b stattfindet.

Die Last oder Kraft der Ventillfeder 91a des Ein-Aus-Ventils 91 ist derart vorbestimmt, daß das Ventil 91 aus seiner "Aus"-Stellung in seine "Ein"-Stellung gebracht wird, wenn der Fluiddruck in dem Fluidweg 84, nämlich der auf die Kupplung 54F oder 54R wirkende Druck P , geringfügig höher ist als der Druck an dem Punkt C_a . Infolgedessen bringt das Ein-Aus-Ventil 91 den Schmiermittelweg 88 in seinen offenen Zustand, wenn das Pedal 92 aus seiner vollen Betätigungsposition 55 in die Position S_a nach Fig. 18 zurückgekehrt ist. Andererseits ist die Last oder Kraft der Ventillfeder 90b des Strömungsregelventils 90 so vorbestimmt, daß dann, wenn der Fluiddruck in dem Fluidweg 84, nämlich der auf die Kupplung 54F oder 54R aufgebrachte Druck P , auf annähernd den normalen Druck P_a erhöht worden ist, das Ventil 90 in die in Fig. 11 gezeigte Stellung gebracht wird, so daß ein Teil des Schmiermittels aus dem Schmiermittelweg 88 abgelenkt wird, wodurch die Schmiermittelströmungsmenge von Q_1 auf Q_2 reduziert wird, wie in Fig. 18 gezeigt. Es ist somit ersichtlich, daß in einem Betriebszustand, in dem das Pedal 92 über die Position S_a weit herabgetreten worden ist, der Kupplung 54F oder 54R kein Schmiermittel zugeführt wird, so daß keine gemeinsame Rotation der Reibungselemente 54a und 54b durch den Schleppereffekt des zähen Schmiermittels bewirkt wird, wodurch ein unerwartetes Anfahren des Fahrzeugs wirksam verhindert wird. Wenn das Pedal 92 aus seiner weit herabgetretenen Position in seine Ausgangsposition über die Position S_a zurückkehrt, um die Kupplung einzurücken, wird der Kupplung eine große Schmiermittelmenge Q_1 ab der Position S_a des Pedals 92 zugeführt, so daß durch den rutschenden Kupplungseingriff zwischen den Punkten C_a und C_b erzeugte Wärme schnell abgeführt wird. Nachdem der auf die Kupplung aufgebrachte Fluiddruck P auf den normalen Druck P_a angestiegen ist, wird die Schmiermittelströmungsmenge Q nicht auf dem hohen Wert Q_1 gehalten, aber auch nicht auf Null reduziert, sondern auf einen niedrigen Wert Q_2 gebracht, so daß eine kleine Schmiermittelmenge der voll eingerückten Kupplung kontinuierlich zugeführt wird. Hierdurch wird von dem rutschenden Kupplungseingriff verbleibende Restwärme abgeführt, um einen Ver-

schleiß der Reibungselemente 54a und 54b zu vermeiden, und die durch die rotierenden Reibungselemente 54a und 54b aufgerührte Schmiermittelmenge wird reduziert, um Energieverlust und Temperaturanstieg zu verringern.

Da das Strömungsregelventil 90 und das Ein-Aus-Ventil 91 mit den oben beschriebenen Funktionen getrennt vorgesehen sind, können der Anfangspunkt S_a der Schmiermittel Zufuhr und die niedrige Schmiermittelströmungsmenge Q_2 unabhängig bestimmt werden. Außerdem sorgen die zu den Kupplungen 54F und 54R gehörigen und in Fig. 8 und 11 als Ventile 103 dargestellten Schmiermittel-Regulierungsmechanismen für eine ausreichende Schmiermittelzufuhr zu der in Betrieb befindlichen Kupplung, während die Schmiermittelzufuhr zu der anderen Kupplung begrenzt wird, um den Schleppereffekt des Schmiermittels in dieser Kupplung auf ein Minimum herabzusetzen.

Fig. 19 zeigt ein anderes Beispiel für die Tragkonstruktion des Lagertragrahmens 4. Bei dieser alternativen Ausführungsform besitzt der Lagertragrahmen 4 an seinem Außenumfang einen ununterbrochenen Flansch 4e, der zwischen dem vorderen Gehäuse 1 und dem Getriebegehäuse 2 eingeschlossen und durch Schrauben 36 zum Verbinden der Gehäuse 1 und 2 festgelegt ist. Stifte 150 zum Positionieren und vorläufigen Festlegen sind zwischen dem hinteren Ende des Gehäuses 1 und dem Flansch 4e angeordnet, so daß der Zusatz-Vorschaltmechanismus 12, von dem in Fig. 19 nur das hintere Ende zu sehen ist, in einem Stadium in das vordere Gehäuse 1 eingebaut werden kann, in dem der Lagertragrahmen 4 durch das Gehäuse 1 mittels der Stifte 150 vorläufig festgehalten wird. Die übrigen Teile der Ausführungsform nach Fig. 19 sind im wesentlichen identisch mit den entsprechenden Teilen der Ausführungsform nach Fig. 1 bis 18.

Fig. 20 zeigt eine Abänderung des Druckminderventils 83 in seiner Druckentlastungsposition, die der Position nach Fig. 14 entspricht. Bei dieser Abänderung ist ein langgestreckter Stift 160 mit einem Kopf 160a anstelle des Ventilkegels 120 an der Steuerstange 121 angebracht. Als Federaufnahmeglied dient anstelle des Ringes 125 eine Buchse 161, an der der Kopf 160a des Stiftes bei dem gezeigten Betriebszustand von der den Federn 123 und 124 gegenüberliegenden Seite her zur Anlage kommt. Die Öffnung 161a, die der Öffnung 83e entspricht, ist in der Buchse 161 ausgebildet. Wird die Steuerstange 121 aus der gezeigten Stellung rückwärts verschoben, wird der Kopf 160a von der Buchse 161 getrennt, so daß der Ventilkörper 83A durch die Federn 123 und 124 über die Buchse 161 vorgespannt wird. Die übrigen Teile sind im wesentlichen die gleichen wie die entsprechenden Teile des oben beschriebenen Druckminderventils 83.

Fig. 21 bis 25 zeigen eine zweite bevorzugte Ausführungsform der Getriebebaugruppe nach der Erfindung. Wie in Fig. 21 und 22 gezeigt, gleicht diese zweite Ausführungsform im wesentlichen der ersten Ausführungsform nach Fig. 1 bis 18, abgesehen davon, daß in dem Pumpenauslaßkanal 75 in der Trennwand 1a ein hohlzylindrischer Filter 200 angeordnet ist, der dazu dient, das von der Pumpe 72 zu der Regelventilbaugruppe 63 geförderte Fluid zu reinigen.

Gemäß Fig. 21 und 22 ist eine Trennungsplatte 180 zwischen dem Plattenteil 64 und dem äußeren Gehäuseteil 66 des Ventilgehäuses der Regelventilbaugruppe 63 eingeschlossen und zusammen mit diesen Bauteilen 64 und 66 an dem vorderen Gehäuseteil 1 befestigt. Wie in

Fig. 23 und 24 klar zu erkennen, erstreckt sich durch das Plattenteil 65, die Trennungsplatte 180 und das äußere Gehäuseteil 66 eine durchgehende Bohrung 201, so daß die Einlaß- oder Pumpenöffnung 71P der Regelventilbaugruppe durch das innere Ende der Bohrung 201 gebildet wird. Das äußere Ende der durchgehenden Bohrung 201 ist durch einen herausnehmbaren Stopfen 202 verschlossen, der in das äußere Gehäuseteil 66 eingeschraubt ist. Der Filter 200 weist ein äußeres und ein inneres hohlzylindrisches Sieb 203 und 204 auf, die in dem Auslaßkanal 75 angeordnet sind, sowie ein hohlzylindrisches Sieb 205, das in der durchgehenden Bohrung 201 angeordnet ist. Die Siebe 203 und 205 sind relativ grobmaschig, während das Sieb 204 relativ feinmaschig ausgebildet ist. Ein Stopfen 206 mit einer Abdichtung 206a ist am innersten Ende des Filters 200 angebracht, und ein ringförmiges Halteteil 207 aus Metallblech ist zwischen dem äußeren Sieb 203 und dem Sieb 205, das einen größeren Durchmesser hat als das Sieb 203, angeordnet. Wie in Fig. 25 gezeigt, besitzt das Halteteil 207 einen rohrförmigen Abschnitt 207a mit kleinerem Durchmesser, der dazu dient, einen Endabschnitt des Siebes 203 mit Paßsitz aufzunehmen und an diesem durch Punktschweißen oder dgl. befestigt zu werden, einen rohrförmigen Abschnitt 207b mit größerem Durchmesser, der dazu dient, einen Endabschnitt des Siebes 205 mit Paßsitz aufzunehmen und an diesem durch Punktschweißen oder dgl. befestigt zu werden, sowie einen ringförmigen Schulterabschnitt 207c, der die rohrförmigen Abschnitte 207a und 207b miteinander verbindet. Das Plattenteil 64 weist eine ringförmige Abstufung 208 auf, die im Innenumfang der Bohrung 201 am innersten Ende dieser Bohrung ausgebildet ist, so daß der ringförmige Schulterabschnitt 207c des Filters 200 an der ringförmigen Abstufung 208 mit abdichtender Wirkung anliegt. Eine Schraubenfeder 209, die mit ihrem Basisende durch den Stopfen 202 aufgenommen wird, ragt durch das offene untere Ende des Siebes 205 und greift an dem Filter 200 auf der Innenseite des Schulterabschnitts 207c des Filters an, so daß der Filter nach innen vorgespannt wird und dadurch der Schulterabschnitt 207c an der Abstufung 208 zur Anlage kommt, wie in Fig. 23 gezeigt. Infolgedessen wird der Filter durch die Vorspannkraft der Feder 209 in der in Fig. 23 gezeigten Position gehalten.

Bei dem Betriebszustand nach Fig. 23 fließt von der Pumpe 72 abgegebenes Fluid durch die Siebe 203 und 204 in den Kanal 75, wobei darin enthaltene Fremdkörper oder Verunreinigungen durch diese Siebe ausgefiltert werden, und von dort in die Pumpenöffnung 71P hauptsächlich durch das offene Basisende des Siebes 205. Dank dieser Reinigungswirkung des Filters 200 in einer Position kurz vor der Regelventilbaugruppe 63 arbeiten die verschiedenen Ventile dieser Baugruppe zuverlässig und sind gut vor Beschädigung geschützt.

Beim Betrieb der Getriebebaugruppe werden die Siebe 203 und 204 des Filters 200 mit aus dem Fluid entfernten Fremdstoffen verstopft oder zugesetzt, so daß das Druckdifferential durch den Filter hindurch ansteigt. Die Kraft der Schraubenfeder 209 ist so vorbestimmt, daß dann, wenn das Druckdifferential einen bestimmten Wert übersteigt, der Filter 200 durch den auf den Stopfen 206 am inneren Ende wirkenden Fluidruck entgegen der Vorspannkraft der Feder 209 bewegt wird, so daß der ringförmige Schulterabschnitt 207c des Filters 200 von der ringförmigen Abstufung 208 in dem Plattenteil 64 getrennt wird, wie in Fig. 24 gezeigt. Die Pumpenöffnung 71P besitzt in der Innenfläche der Bohrung

201 eine Ausbuchtung oder Ausbuchtungen, die bei dem Zustand nach Fig. 24 mit dem Pumpenauslaßkanal 75 direkt in Verbindung stehen. Es ist somit ersichtlich, daß der Filter 200 so unterstützt ist, daß er auch als Umgehungsventil wirkt und verlagert wird, wenn er verstopft ist, so daß der Kanal 75 und die Öffnung 71P direkt miteinander verbunden werden. Dank dieser Umgehungsventilfunktion wird eine Überlastung, die bei verstopftem Filter 200 auf die Fluidpumpe wirken könnte, auf zweckmäßige Weise verhindert. Ferner wird selbst bei verstopftem Filter keine Verringerung oder Unterbrechung der Fluidzufuhr zu der Ventilbaugruppe 63 auftreten. Bei dem Betriebszustand nach Fig. 24 fließt eine gewisse Fluidmenge, die durch die verstopften Siebe 203 und 204 in den Filter 200 gelangt, durch das Sieb 205, wobei darin enthaltene Fremdstoffe durch dieses Sieb ausgefiltert werden. Der in Fig. 24 gezeigte Zustand kann mittels eines Sensors (nicht gezeigt) ermittelt werden, und der Filter 200 kann leicht zum Reinigen oder Erneuern entnommen werden, indem man den Gewindestopfen 202 entfernt.

In Fig. 21 bis 25 sind Bauteile, die denjenigen der ersten Ausführungsform nach Fig. 1 bis 18 entsprechen, mit den gleichen Bezugszahlen bezeichnet. Wie in Fig. 23 und 24 gezeigt, sind Abdichtungseinlagen jeweils zwischen dem Plattenteil 64 und der Trennplatte 180, zwischen der Trennplatte 180 und dem äußeren Gehäuseteil 66 sowie zwischen der Außenwand 1c des vorderen Gehäuses 1 und dem Plattenteil 64 angeordnet.

Fig. 26 zeigt eine andere Konstruktion zur Unterstützung des Filters 200. Bei dieser Stützkonstruktion ist eine ringförmige Abstufung 308, die der Abstufung 208 in Fig. 23 und 24 entspricht, im Inneren des Auslaßkanals 75 ausgebildet. Das Halteteil 207 liegt unter der Vorspannwirkung der Schraubenfeder 209 mit abdichtender Wirkung an dieser Abstufung 308 an. Die übrigen Teile sind im wesentlichen die gleichen wie die entsprechenden in Fig. 23 bis 25 gezeigten Teile.

Fig. 27 zeigt noch eine weitere Konstruktion zum Unterstützen des Filters 200. Bei dieser Stützkonstruktion weisen der Kanal 75 und die Bohrung 201 aufeinander ausgerichtete Abschnitte mit größerem Durchmesser auf, in die ein hohler Positionierstift 400 eingepaßt ist, um das Ventilgehäuse einschließlich des Plattenteils 64 gegenüber der Trennwand 1a zu positionieren. Der Stift 400 ist auf seiner Innenseite mit einer Abstufung 408 versehen, die den oben erwähnten Abstufungen 208 und 308 entspricht. Das Halteteil 207 des Filters 200 liegt unter der Vorspannung der Schraubenfeder 209 mit abdichtender Wirkung an dieser Abstufung 408 an. Der Stift 400 besitzt ferner einen Schlitz 400a, der als Umgehungskanal dient, wenn der Filter 200 entgegen der Vorspannkraft der Feder 209 bei Betrachtung in Fig. 27 nach rechts verschoben wird. Die übrigen Teile sind im wesentlichen die gleichen wie die entsprechenden Teile in Fig. 23 bis 25.

Jede der Konstruktionen nach Fig. 26 und 27 bietet die gleichen Vorteile wie die Konstruktion nach Fig. 23 und 24.

Es sind bevorzugte Ausführungsformen der Erfindung beschrieben worden, doch ist ersichtlich, daß verschiedene Abwandlungen und Abänderungen vorgenommen werden können, ohne vom Sinn und Geltungsbereich der beigefügten Ansprüche abzuweichen.

Patentansprüche

1. Getriebebaugruppe für Zugmaschinen mit:

- (a) einem vorderen Gehäuse (1) mit einer inneren Trennwand (1a) und einem offenen hinteren Ende;
- (b) einem Getriebegehäuse (2) mit einem offenen vorderen Ende, das an dem hinteren Ende des vorderen Gehäuses befestigt ist;
- (c) einem Lagertragrahmen (4), der im hinteren Endabschnitt des vorderen Gehäuses fest angebracht ist;
- (d) einer Hauptwelle (7), die sich durch die Trennwand erstreckt und durch diese Trennwand sowie den Lagertragrahmen unterstützt wird;
- (e) einer Abtriebswelle (10), die hinter der Hauptwelle und koaxial mit dieser angeordnet ist und durch den Lagertragrahmen unterstützt wird;
- (f) einem ersten Vorschaltmechanismus (12) der fluidschaltbaren Bauart mit mehreren fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R), der in dem vorderen Gehäuse zwischen der Trennwand und dem Lagertragrahmen angeordnet ist, um einen Schaltvorgang zwischen der Hauptwelle und der Abtriebswelle zu übertragen, wobei der erste Vorschaltmechanismus mindestens eine Zwischenwelle (11) umfaßt, die durch die Trennwand und den Lagertragrahmen unterstützt wird; und
- (g) einem zweiten Vorschaltmechanismus (15), der in dem Getriebegehäuse angeordnet ist, um einen Schaltvorgang zwischen einer Antriebswelle (13) und einer Vorgelegewelle (14) zu übertragen, die an ihren vorderen Endabschnitten jeweils durch den Lagertragrahmen unterstützt werden, wobei die Antriebswelle an einem Punkt innerhalb des Lagertragrahmens mit der Abtriebswelle gekuppelt ist, dadurch gekennzeichnet,
- (h) daß der Lagertragrahmen (4) durch das vordere Gehäuse (1) ortsfest unterstützt wird;
- (i) daß alle fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) auf der Hauptwelle (7) montiert sind;
- (j) daß ein hohlzylindrischer Abschnitt (37) zum Aufnehmen der Hauptwelle (7) an einem axialen Abschnitt derselben in der Trennwand (1a) ausgebildet ist, wobei ringförmige Fluidkammern (60F, 60R, 60L) zwischen dem hohlzylindrischen Abschnitt und der Hauptwelle abgegrenzt sind, um die Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle (55F, 55R) und den Schmiermittelkanal (55L) in der Hauptwelle (7) mit den Kupplungsbetätigungs-Fluidkanälen (61F, 61R) und dem Schmiermittelkanal (61L) in der Trennwand (1a) zu verbinden; und
- (k) daß eine Regelventilbaugruppe (63) einschließlich eines Richtungsregelventils (78) zum Regeln der Betätigung des ersten Vorschaltmechanismus (12) durch das vordere Gehäuse (1) fest unterstützt wird, so daß das Ventilgehäuse (64, 66, 67) dieser Ventilbaugruppe mit einem Teil desselben in engem Kontakt mit einer Wandfläche (1c) des vorderen Gehäuses steht.
2. Getriebebaugruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Lagertragrahmen (4) nach außen ragende Vorsprünge (4a) aufweist, die zur Befestigung an Ansätzen (1b) dienen, die sich vom hinteren Endabschnitt des vorderen Gehäuses (1)

nach innen erstrecken.

3. Getriebebaugruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Vorschaltmechanismus (12) ein erstes Zahnrad (49) umfaßt, das auf der Hauptwelle (7) drehbar gelagert ist, ein zweites Zahnrad (50), das auf der Zwischenwelle (11) fest montiert ist und durch das erste Zahnrad in Umdrehung versetzt werden kann, ein drittes Zahnrad (51), das auf der Zwischenwelle (11) fest montiert ist, und ein viertes Zahnrad (52), das auf der Abtriebswelle (10) fest montiert ist und durch das dritte Zahnrad in Umdrehung versetzt werden kann, und daß eine erste fluidbetätigte Kupplung (54R) zum Kuppeln des ersten Zahnrades (49) mit der Hauptwelle (7) und eine zweite fluidbetätigte Kupplung (54F) zum Kuppeln des vierten Zahnrades (52) mit der Hauptwelle (7) vorhanden sind.

4. Getriebebaugruppe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Zahnrad (49) und das zweite Zahnrad (50) direkt ineinander eingreifen, während das dritte Zahnrad (51) und das vierte Zahnrad (52) über ein Zwischenzahnrad (53) zusammenarbeiten, das durch den Lagertragrahmen (4) drehbar unterstützt wird, wodurch der erste Vorschaltmechanismus (12) betätigbar ist, um die Fahrtrichtung des Fahrzeugs umzukehren.

5. Getriebebaugruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine Fluidpumpe (72) an der Vorderseite der Trennwand (1a) montiert ist, die über einen in der Trennwand (1a) ausgebildeten Fluidauslaßkanal (75) in Fluidverbindung mit der Regelventilbaugruppe (63) steht.

6. Getriebebaugruppe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilgehäuse (64, 66, 67) so angeordnet ist, daß es mit einem Teil desselben in engem Kontakt mit einer Außenwand (1c) des vorderen Gehäuses (1) steht, wobei das Ventilgehäuse eine Pumpenöffnung (71P) umfaßt, die sich zur Außenwand (1c) öffnet und in Fluidverbindung mit dem Fluidauslaßkanal (75) steht, und wobei eine hohlzylindrische Filter (200) in den Fluidauslaßkanal (75) von der Seite des Ventilgehäuses (64, 66, 67) her eingesetzt ist.

7. Getriebebaugruppe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Filter (200) auf seiner Außenseite eine ringförmige Schulter (207c) aufweist, die zur abdichtenden Anlage an einer ringförmigen Abstufung (208; 308; 408) gebracht werden kann, die in der Innenfläche eines Verbindungssteils zwischen dem Fluidauslaßkanal (75) und der Pumpenöffnung (71p) ausgebildet ist, und daß eine Feder (209) vorhanden ist, die mit ihrem Basisende durch das Ventilgehäuse (64, 66, 67) aufgenommen wird und dazu dient, den Filter (200) so vorzuspannen, daß die ringförmige Schulter (207c) an der ringförmigen Abstufung (208; 308; 408) zur Anlage kommt, und dadurch den Filter so in seiner Lage zu halten, daß dann, wenn der Filter entgegen der Vorspannkraft der Feder bewegt wird, der Fluidauslaßkanal (75) direkt mit der Pumpenöffnung (71P) verbunden wird.

8. Getriebebaugruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelventilbaugruppe (63) so angeordnet ist, daß sich die Ventilbaugruppe durch eine Öffnung (62) erstreckt, die in einer Seitenwand des vorderen Gehäuses (1) hinter der Trennwand (1a) ausgebildet ist, wobei das Ventilgehäuse (64, 66, 67) ein Plattenteil (64) umfaßt, das in

engem Kontakt mit einer Außenfläche (1c) der genannten Seitenwand auf der Vorderseite der Öffnung (62) steht.

9. Getriebebaugruppe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Plattenteil (64) Kupplungsbetätigungs-Fluidöffnungen (71F, 71R) und eine Schmiermittelöffnung (71L) enthält, die zur Außenfläche (1c) offen sind, wobei die Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle (61F, 61R) und der Schmiermittelkanal (61L) in der Trennwand (1a) als gerade Kanäle ausgebildet sind, die mit ihren beiden Enden in die Öffnungen (71F, 71R, 71L) bzw. die ringförmigen Kammern (60F, 60R, 60L) münden.

10. Getriebebaugruppe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Richtungsregelventil (78) in dem Ventilgehäuse (64, 66, 67) an der Außenseite des vorderen Gehäuses (1) untergebracht ist.

11. Getriebebaugruppe für Zugmaschinen mit:

(a) einem vorderen Gehäuse (1), das eine innere Trennwand (1a) und ein offenes hinteres Ende aufweist;

(b) einem Getriebegehäuse (2), das ein offenes Vorderende aufweist und am hinteren Ende des vorderen Gehäuses befestigt ist;

(c) einem Lagertragrahmen (4), der in dem hinteren Endabschnitt des vorderen Gehäuses befestigt ist;

(d) einer Hauptwelle (7), die sich durch die Trennwand erstreckt und durch diese sowie durch den Lagertragrahmen unterstützt wird;

(e) einer Abtriebswelle (10), die hinter der Hauptwelle und koaxial mit ihr angeordnet ist und durch den Lagertragrahmen unterstützt wird;

(f) einem ersten Vorschaltmechanismus (12) des fluidschalbaren Typs mit mehreren fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R), der in dem vorderen Gehäuse zwischen der Trennwand und dem Lagertragrahmen angeordnet ist, um einen Schaltvorgang zwischen der Hauptwelle und der Abtriebswelle zu übertragen, wobei der erste Vorschaltmechanismus mindestens eine Zwischenwelle (11) aufweist, die durch die Trennwand und den Lagertragrahmen unterstützt wird; und

(g) einem zweiten Vorschaltmechanismus (15), der in dem Getriebegehäuse angeordnet ist und Schaltvorgänge zwischen der Antriebswelle (13) und einer Vorgelegewelle (14) überträgt, die jeweils an ihren vorderen Endabschnitten durch den Lagertragrahmen unterstützt werden, wobei die Antriebswelle an einem Punkt innerhalb des Lagertragrahmens mit der Abtriebswelle gekuppelt ist,

dadurch gekennzeichnet,

(h) daß der Lagertragrahmen (4) durch das vordere Gehäuse (1) ortsfest unterstützt wird;

(i) daß alle fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) auf der Hauptwelle (7) so montiert sind, daß die Kupplungen sich oberhalb des Spiegels des in dem vorderen Gehäuse enthaltenen Schmieröls hinter der Trennwand (1a) befinden;

(j) daß ein hohlzylindrischer Abschnitt (37) zur Aufnahme der Hauptwelle (7) an einem axialen Abschnitt derselben in der Trennwand (1a) ausgebildet ist, wobei ringförmige Fluidkammern (60F, 60R, 60L) zwischen dem hohl-

zylindrischen Abschnitt und der Hauptwelle abgegrenzt sind, um die Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle (55F, SSR) und den Schmiermittelkanal (55L) in der Hauptwelle (7) mit den Kupplungsbetätigungs-Fluidkanälen (61F, 61R) und dem Schmiermittelkanal (61L) in der Trennwand (1a) zu verbinden; und (k) daß eine Regelventilbaugruppe (63) einschließlich eines Richtungsregelventils (78) zum Regeln des Betriebs des ersten Vorschaltmechanismus (12) durch das vordere Gehäuse (1) fest unterstützt wird, wobei diese Regelventilbaugruppe außerdem ein regulierbares Entlastungsventil (86) zum allmählichen Steigern des auf die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) aufgebrachten Fluiddruckes und ein Schmiermittelregulierungsventil (90, 91) enthält, das dazu dient, die Zufuhr von Schmiermittel zu den Schmiermittelkanälen (55L, 61L) beim ausgerückten Zustand der Kupplungen zu unterbrechen und die Schmiermittelzufuhr beginnend mit dem rutschenden Eingriff der Kupplungen wieder fortzusetzen.

12. Getriebebaugruppe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Regulierungsventileinrichtung (90, 91) betätigbar ist, um die Schmiermittelzufuhr in Abhängigkeit von dem auf die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) aufgebrachten Fluiddruck zu regeln.

13. Getriebebaugruppe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Regulierungsventileinrichtung ein Ein-Aus-Ventil (91) umfaßt, daß betätigbar ist, um einen Schmiermittelkanal (88) in der Regelventilbaugruppe (63) in Abhängigkeit von dem auf die Kupplungen (54F, 54R) aufgebrachten Fluiddruck zu öffnen und zu schließen.

14. Getriebebaugruppe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Regulierungsventileinrichtung ein Strömungsregelventil (90) umfaßt, das betätigbar ist, um den Schmiermittelstrom in einem Schmiermittelkanal (88) in der Regelventilbaugruppe (63) in Abhängigkeit von dem auf die Kupplungen (54F, 54R) wirkenden Fluiddruck zu regeln.

15. Getriebebaugruppe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Strömungsregelventil (90) so ausgebildet ist, daß es betätigbar ist, um einen Teil des Schmiermittels aus dem Schmiermittelkanal (88) abzuleiten, wenn der auf die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) wirkende Fluiddruck annähernd auf den auf die Kupplungen aufzubringenden normalen Fluiddruck angestiegen ist.

16. Getriebebaugruppe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Regulierungsventileinrichtung ein Ein-Aus-Ventil (91) umfaßt, das betätigbar ist, um einen Schmiermittelkanal (88) in der Regelventilbaugruppe (63) zu öffnen, wenn der auf die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) wirkende Fluiddruck auf einen Wert erhöht worden ist, bei dem diese Kupplungen zum rutschenden Eingriff kommen, sowie ein Strömungsregelventil (90), das betätigbar ist, um einen Teil des Schmiermittels aus dem Schmiermittelkanal (88) abzuleiten, wenn der auf die Kupplungen (54F, 54R) wirkende Fluiddruck annähernd auf den normalen auf diese Kupplungen aufzubringenden Fluiddruck angestiegen ist.

17. Getriebebaugruppe für Zugmaschinen mit:

(a) einem vorderen Gehäuse (1) mit einer inne-

ren Trennwand (1a) und einem offenen hinteren Ende;
 (b) einem Getriebegehäuse (2) mit einem offenen vorderen Ende, das am hinteren Ende des vorderen Gehäuses befestigt ist;
 (c) einem Lagertragrahmen (4), der im hinteren Endabschnitt des vorderen Gehäuses fest angebracht ist;
 (d) einer Hauptwelle (7), die sich durch die Trennwand erstreckt und durch diese sowie durch den Lagertragrahmen unterstützt wird;
 (e) einer Abtriebswelle (10), die hinter der Hauptwelle und koaxial mit dieser angeordnet ist und durch den Lagertragrahmen unterstützt wird;
 (f) einem ersten Vorschaltmechanismus (12) des fluidschaltbaren Typs mit mehreren fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R), der in dem vorderen Gehäuse zwischen der Trennwand und dem Lagertragrahmen angeordnet ist, um einen Schaltvorgang zwischen der Hauptwelle und der Abtriebswelle zu übertragen, wobei der erste Vorschaltmechanismus mindestens eine Zwischenwelle (11) umfaßt, die durch die Trennwand und den Lagertragrahmen unterstützt wird; und
 (g) einem zweiten Vorschaltmechanismus (15), der in dem Getriebegehäuse angeordnet ist, um einen Schaltvorgang zwischen einer Hauptwelle (13) und einer Vorgelegewelle (14) zu übertragen, die jeweils an ihren vorderen Endabschnitten durch den Lagertragrahmen unterstützt werden, wobei die Antriebswelle an einem Punkt innerhalb des Lagertragrahmens mit der Abtriebswelle gekuppelt ist,
 dadurch gekennzeichnet,
 (h) daß der Lagertragrahmen (4) durch das vordere Gehäuse (1) fest unterstützt wird;
 (i) daß alle fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) auf der Hauptwelle (7) montiert sind;
 (j) daß ein hohlzylindrischer Abschnitt (37) zum Aufnehmen der Hauptwelle (7) an einem axialen Abschnitt derselben in der Trennwand (1a) ausgebildet ist, wobei ringförmige Fluidkammern (60F, 60R, 60L) zwischen dem hohlzylindrischen Abschnitt und der Hauptwelle abgegrenzt sind, um die Kupplungsbetätigungs-Fluidkanäle (55F, 55R) und den Schmiermittelkanal (55L) in der Hauptwelle (7) mit den Kupplungsbetätigungs-Fluidkanälen (61F, 61R) und dem Schmiermittelkanal (61L) in der Trennwand (1a) zu verbinden; und
 (k) daß eine Regelventilbaugruppe (63) einschließlich eines Richtungsregelventils (78) zum Regeln der Betätigung des ersten Vorschaltgetriebes (12) durch das vordere Gehäuse (1) ortsfest unterstützt wird, wobei die Regelventilbaugruppe ferner eine Druckminderventileinrichtung (83) umfaßt, die betätigbar ist, um den auf die Kupplungen (54F, 54R) wirkenden Fluiddruck durch Betätigen eines Pedals (92) zu reduzieren, sowie eine Schmiermittel-Regulierungsventileinrichtung (90, 91), die betätigbar ist, um die Schmiermittelzufuhr zu den Schmiermittelkanälen (55L, 61L) beim ausgerückten Zustand der Kupplungen zu unterbrechen und die Schmiermittelzufuhr beginnend mit dem rutschenden Kupplungsein-

griff wieder fortzusetzen.

18. Getriebebaugruppe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Schmiermittel-Regulierungsventileinrichtung ein Ein-Aus-Ventil (91) umfaßt, das betätigbar ist, um einen Schmiermittelkanal (88) in der Regelventilbaugruppe (63) in Abhängigkeit von dem auf die Kupplungen (54F, 54R) wirkenden Fluiddruck zu öffnen und zu schließen.

19. Getriebebaugruppe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Schmiermittelregulierungsventileinrichtung ein Strömungsregelventil (90) umfaßt, das betätigbar ist, um den Schmiermittelstrom durch den Schmiermittelkanal (88) in der Regelventilbaugruppe (63) in Abhängigkeit von dem auf die Kupplungen (54F, 54R) wirkenden Fluiddruck zu regeln.

20. Getriebebaugruppe nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß das Strömungsregelventil (90) so ausgebildet ist, daß es betätigbar ist, um einen Teil des Schmiermittels aus dem Schmiermittelkanal (88) abzuleiten, wenn der auf die Kupplungen (54F, 54R) wirkende Fluiddruck annähernd auf den normalen auf diese Kupplungen aufzubringenden Fluiddruck angestiegen ist.

21. Getriebebaugruppe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Schmiermittel-Regulierungsventileinrichtung ein Ein-Aus-Ventil (91) umfaßt, das betätigbar ist, um einen Schmiermittelkanal (88) in der Regelventilbaugruppe (63) zu öffnen, wenn der auf die fluidbetätigten Kupplungen (54F, 54R) wirkende Fluiddruck auf einen Wert angestiegen ist, bei dem die Kupplungen in rutschenden Eingriff gebracht werden, sowie ein Strömungsregelventil (90), das betätigbar ist, um einen Teil des Schmiermittels aus dem Schmiermittelkanal (88) abzulassen, wenn der auf die Kupplungen (54F, 54R) wirkende Druck annähernd auf den normalen auf diese Kupplungen aufzubringenden Fluiddruck angestiegen ist.

22. Zugmaschine mit einem vorderen Gehäuse (1), das an der Vorderseite eines Getriebegehäuses (2) befestigt ist, um ein Vorschaltgetriebe aufzunehmen, wobei das vordere Gehäuse eine innere Trennwand (1a) und ein offenes hinteres Ende und das Getriebegehäuse ein offenes vorderes Ende aufweist, wobei die Zugmaschine eine Getriebebaugruppe aufweist mit:

(a) einem Lagertragrahmen (4), der durch das vordere Gehäuse (1) ortsfest unterstützt wird und im hinteren Endabschnitt des vorderen Gehäuses angeordnet ist;

(b) einem Haupt-Vorschaltmechanismus (15), der innerhalb des Getriebegehäuses (2) angeordnet und betätigbar ist, um eine erste Übertragung von Schaltvorgängen zwischen einer Antriebswelle (13) und einer Vorgelegewelle (14) durchzuführen, wobei die Antriebswelle und die Vorgelegewelle an ihren vorderen Endabschnitten jeweils durch den Lagertragrahmen (4) unterstützt werden;

(c) einer Hauptwelle (7), die sich durch die Trennwand (1a) erstreckt und durch diese sowie durch den Lagertragrahmen (4) unterstützt wird;

(d) einer Abtriebswelle (10), die hinter der Hauptwelle (7) und koaxial mit dieser angeordnet ist und durch den Lagertragrahmen (4) unterstützt wird, wobei die Antriebswelle (13)

antriebsmäßig mit der Abtriebswelle verbunden ist; und
(e) einem Zusatz-Vorschaltmechanismus (12),
der in dem vorderen Gehäuse (1) zwischen der
Trennwand (1a) und dem Lagertragrahmen (4) 5
angeordnet ist, um eine zweite Übertragung
von Schaltvorgängen zwischen der Hauptwelle
(7) und der Abtriebswelle (10) durchzuführen,
wobei der Zusatz-Vorschaltmechanismus
mindestens eine Zwischenwelle (11) umfaßt, 10
die durch die Trennwand und den Lagertrag-
rahmen unterstützt wird, sowie mehrere fluid-
betätigte Kupplungen (54F, 54R), die auf der
Hauptwelle montiert sind und einzeln betätig-
bar sind, um die zweite Übertragung von 15
Schaltvorgängen durchzuführen.

Hierzu 21 Seite(n) Zeichnungen

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG.1

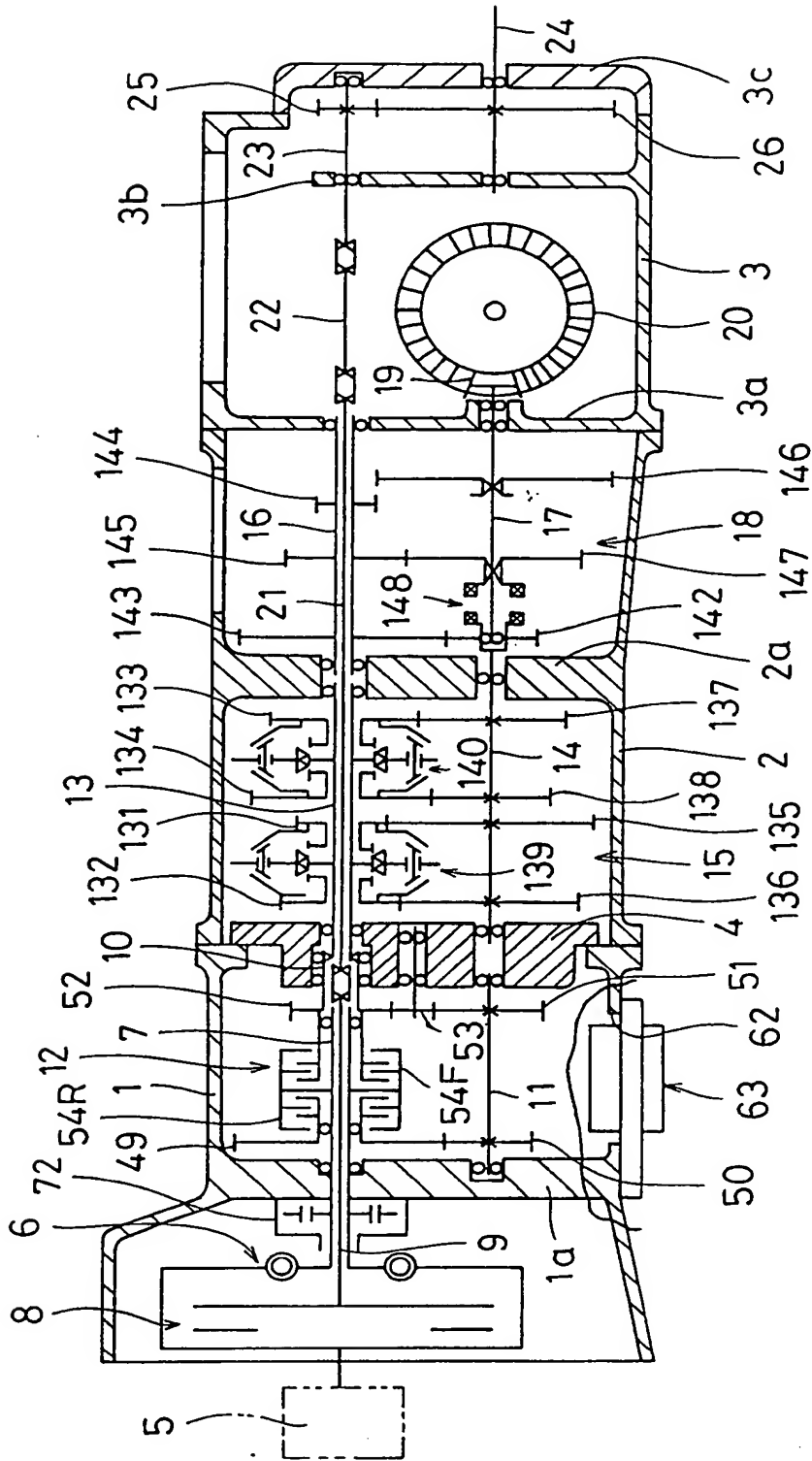


FIG.2

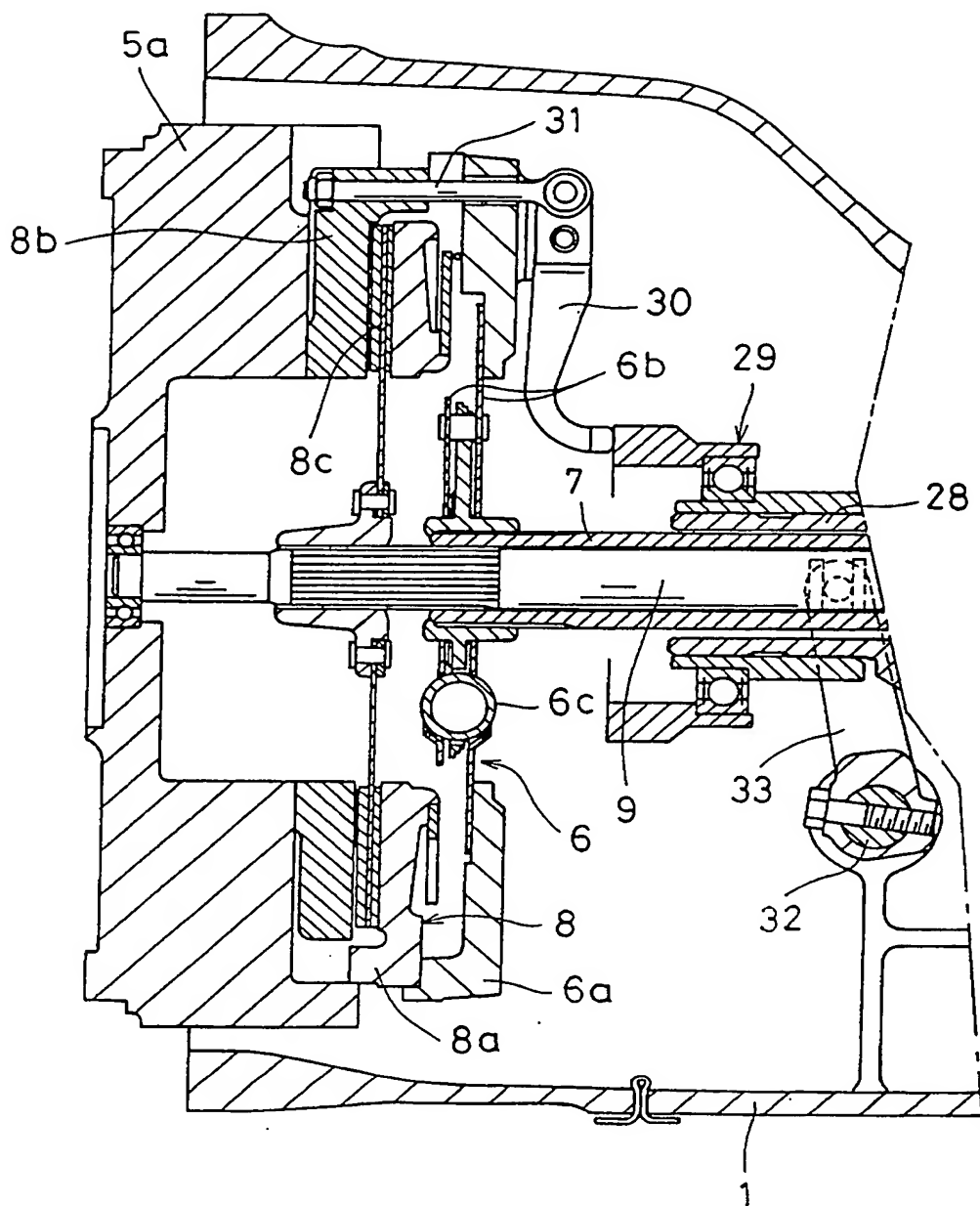


FIG. 3

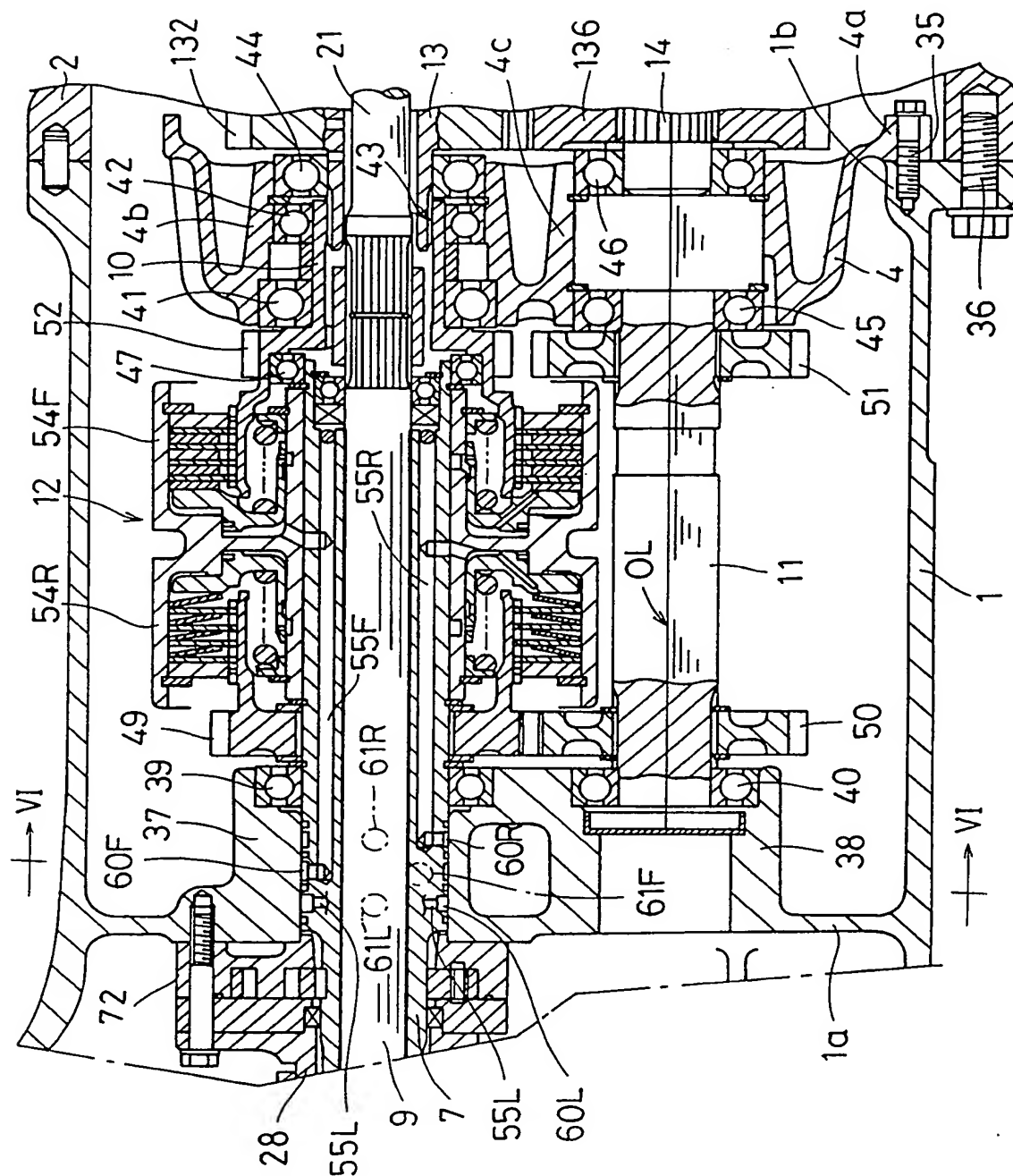


FIG. 4

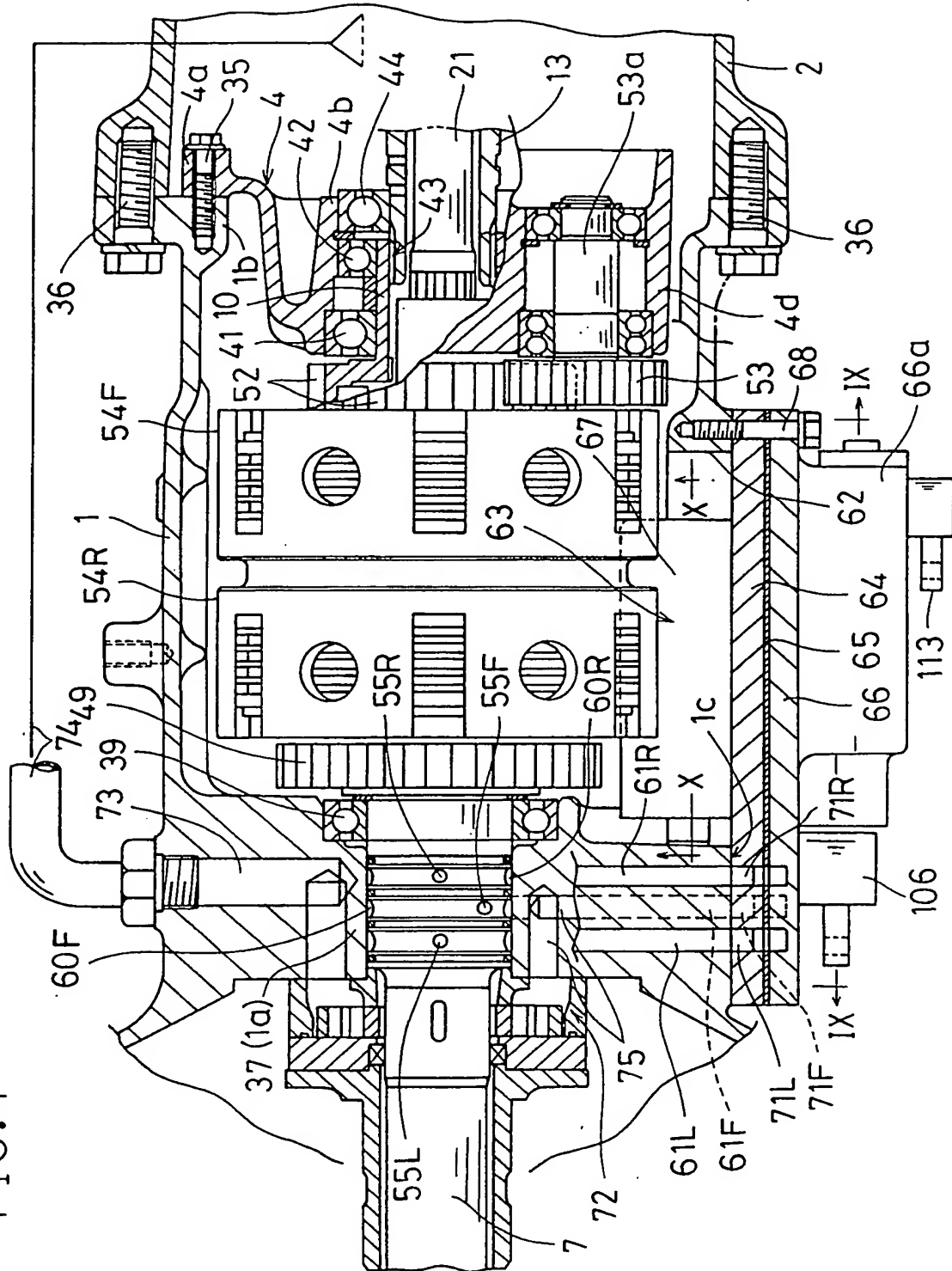
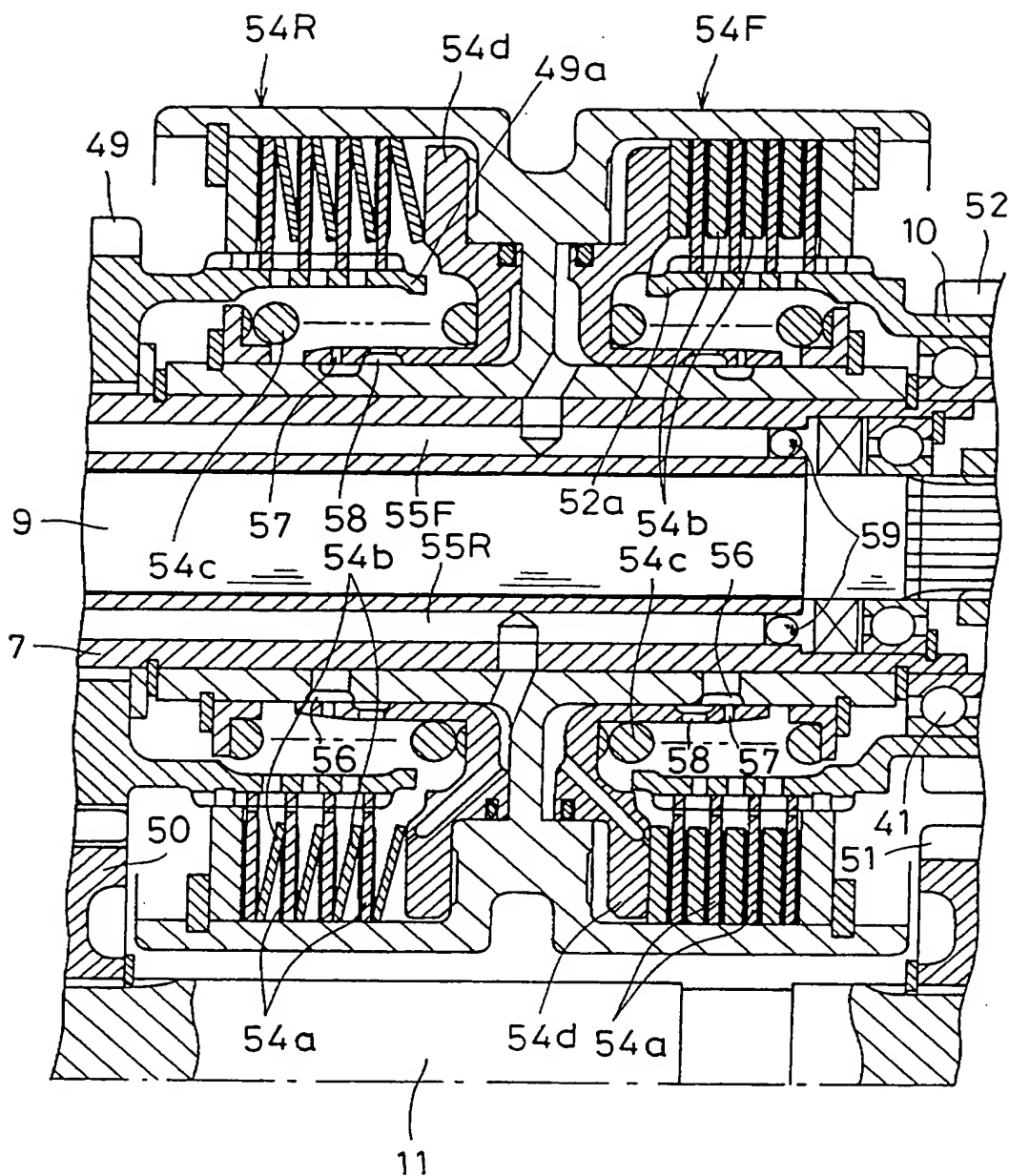
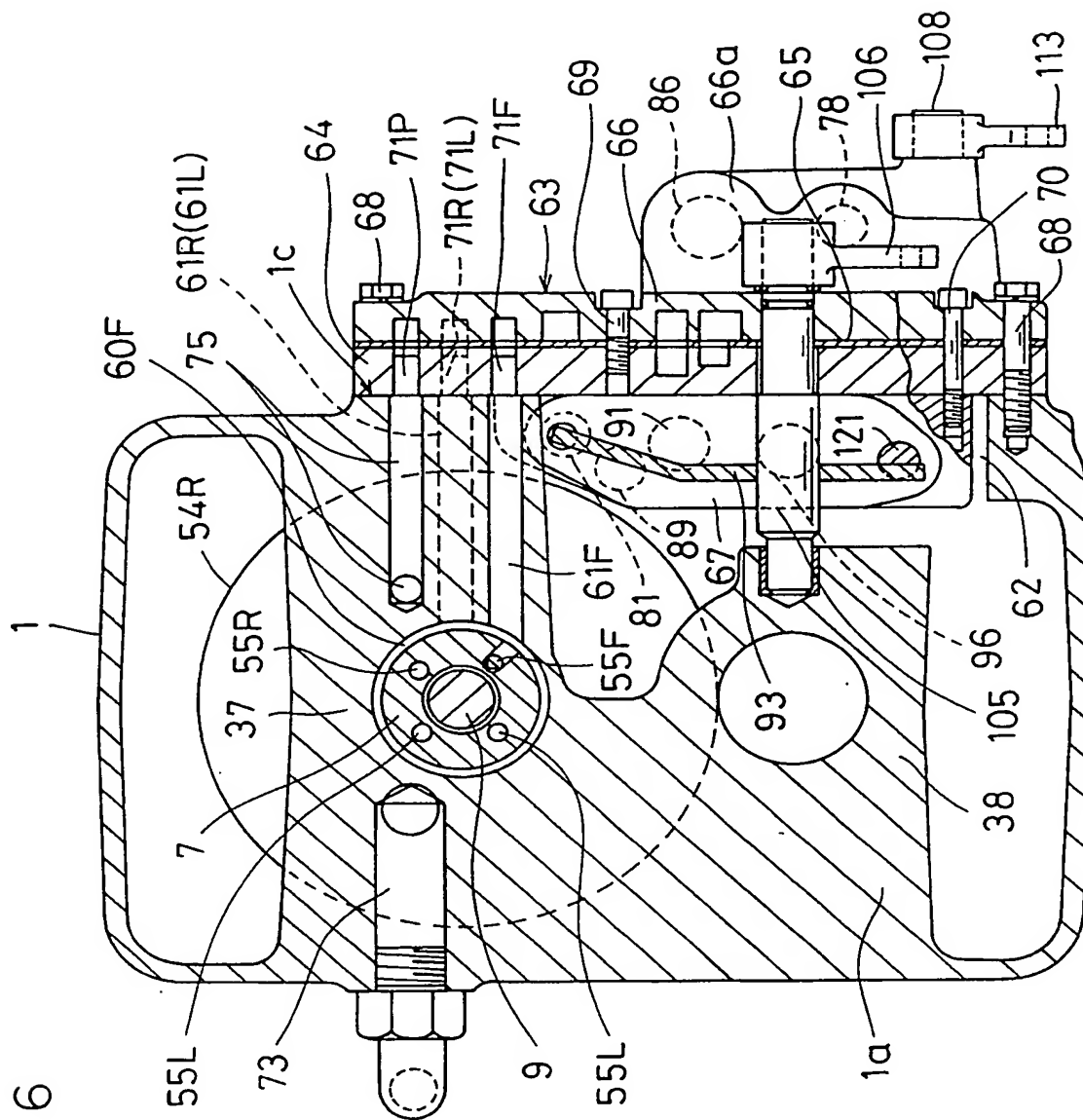


FIG.5



66.6



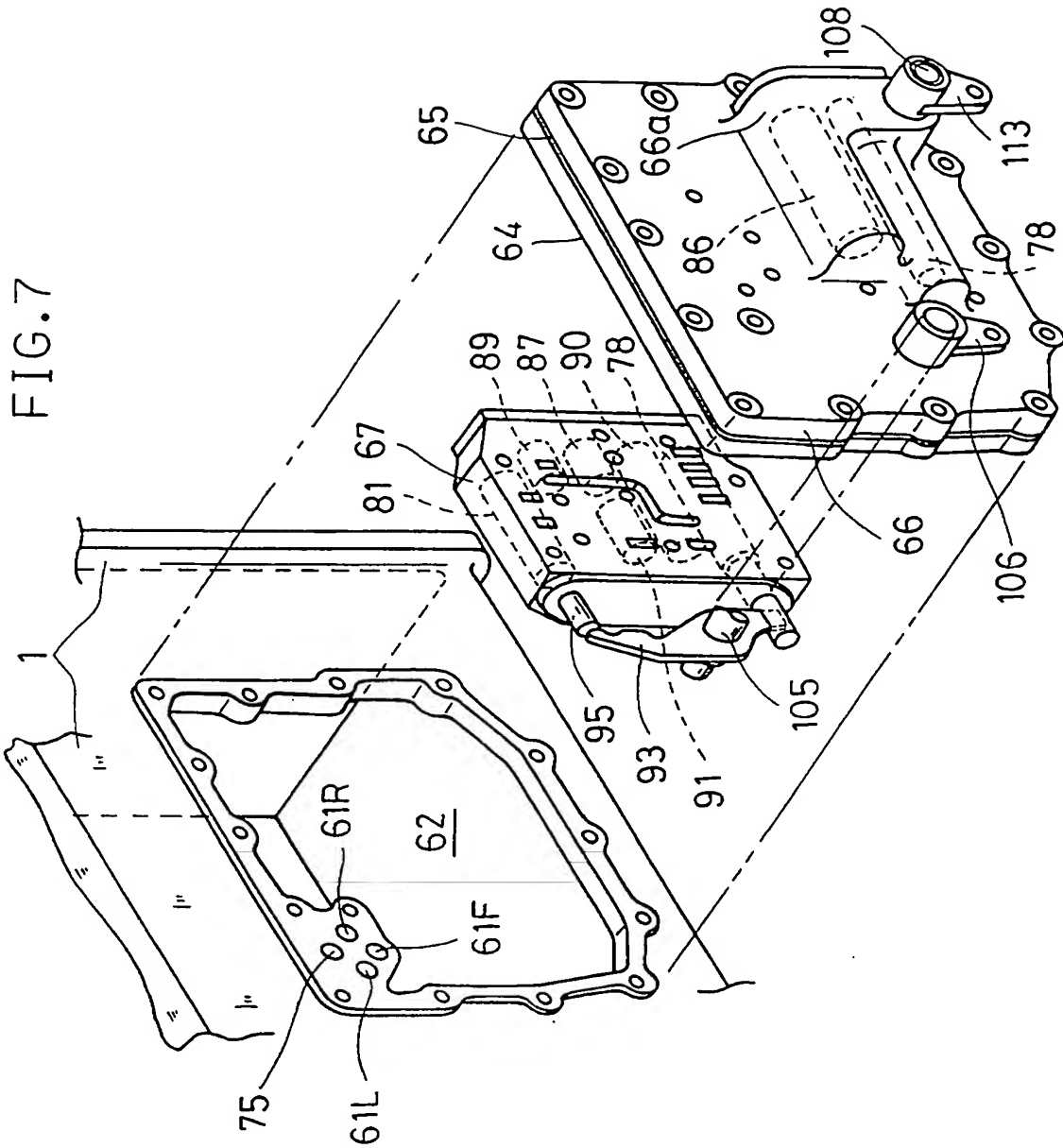
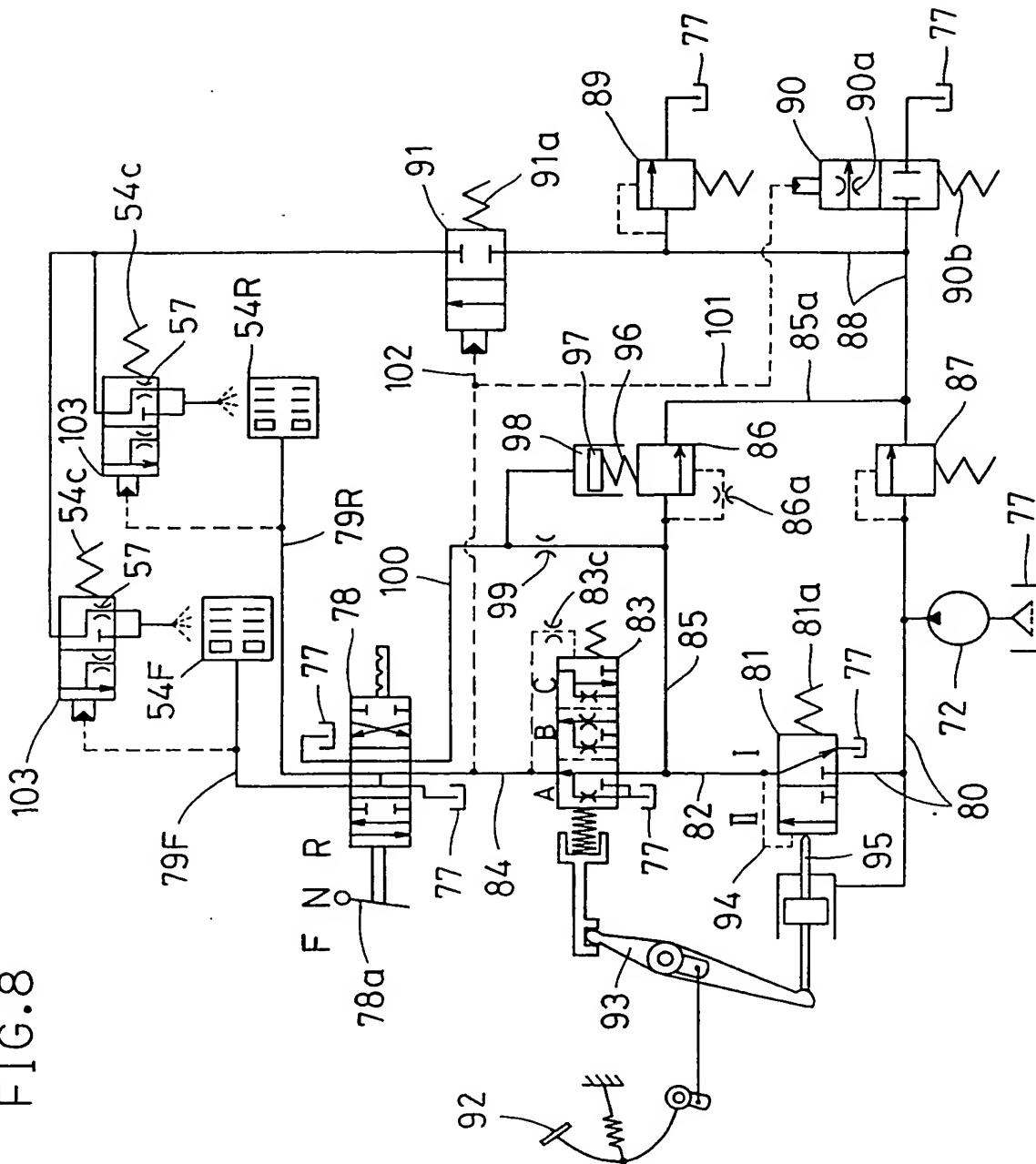


FIG. 8



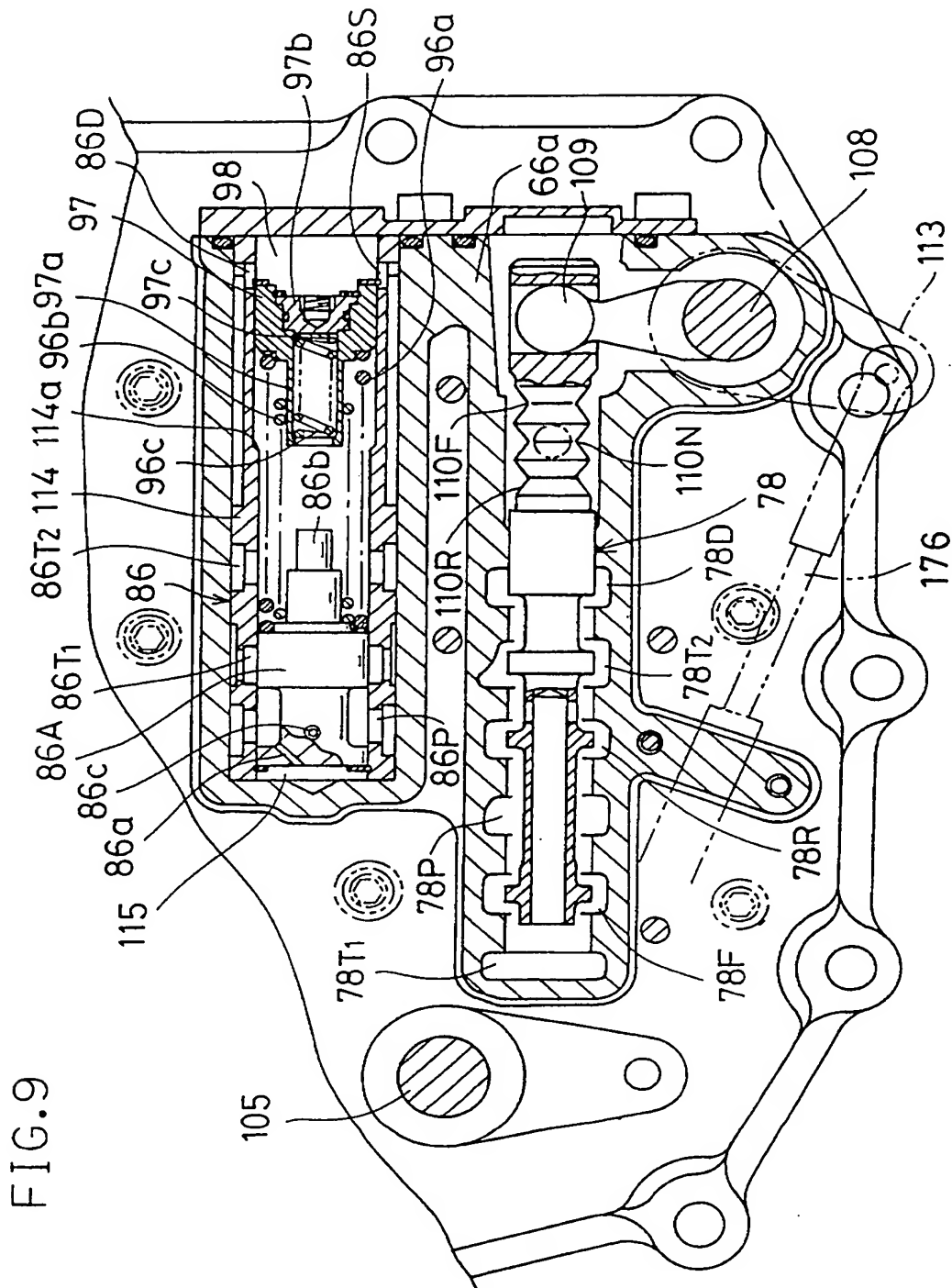


FIG.10

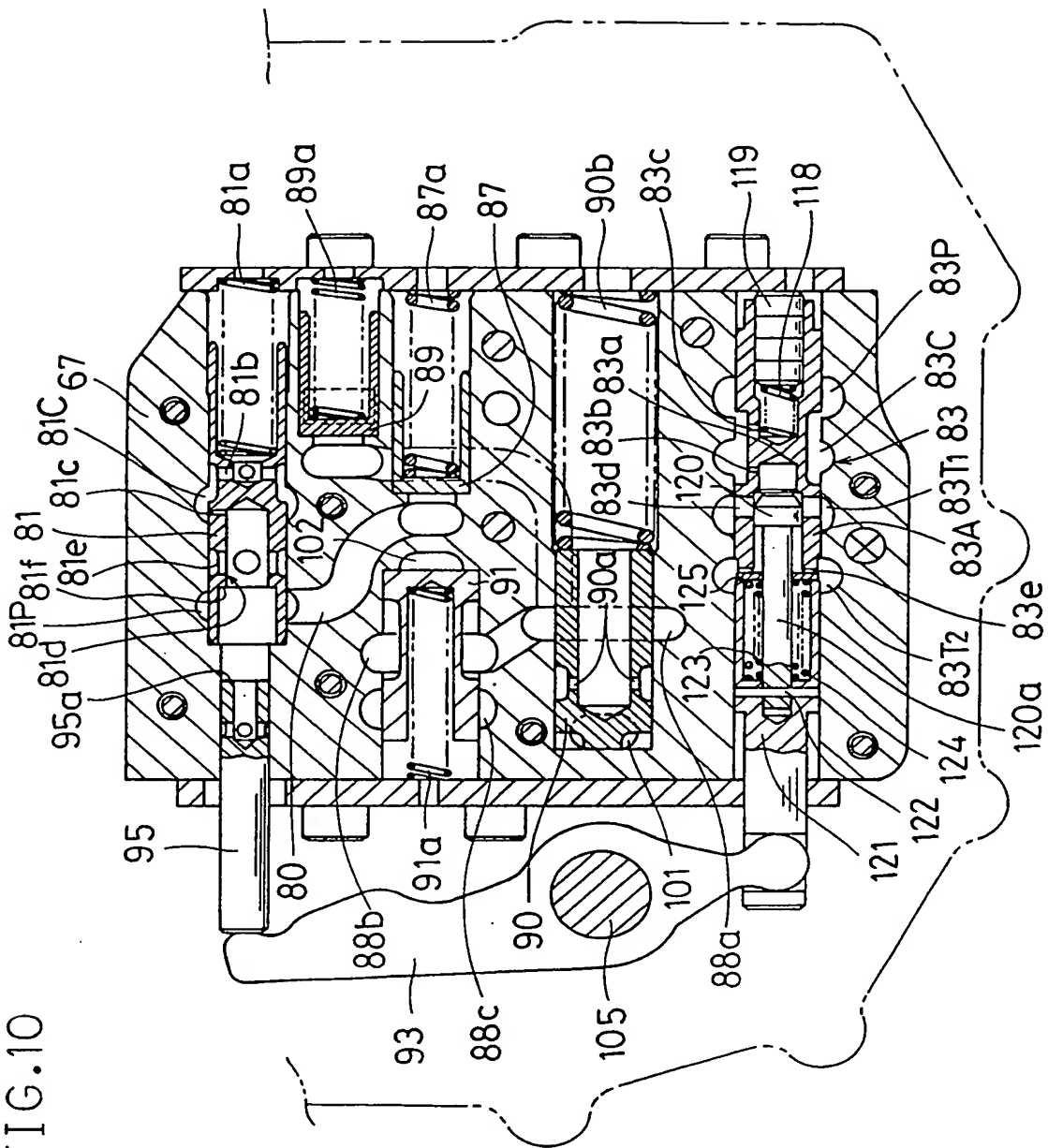


FIG.12

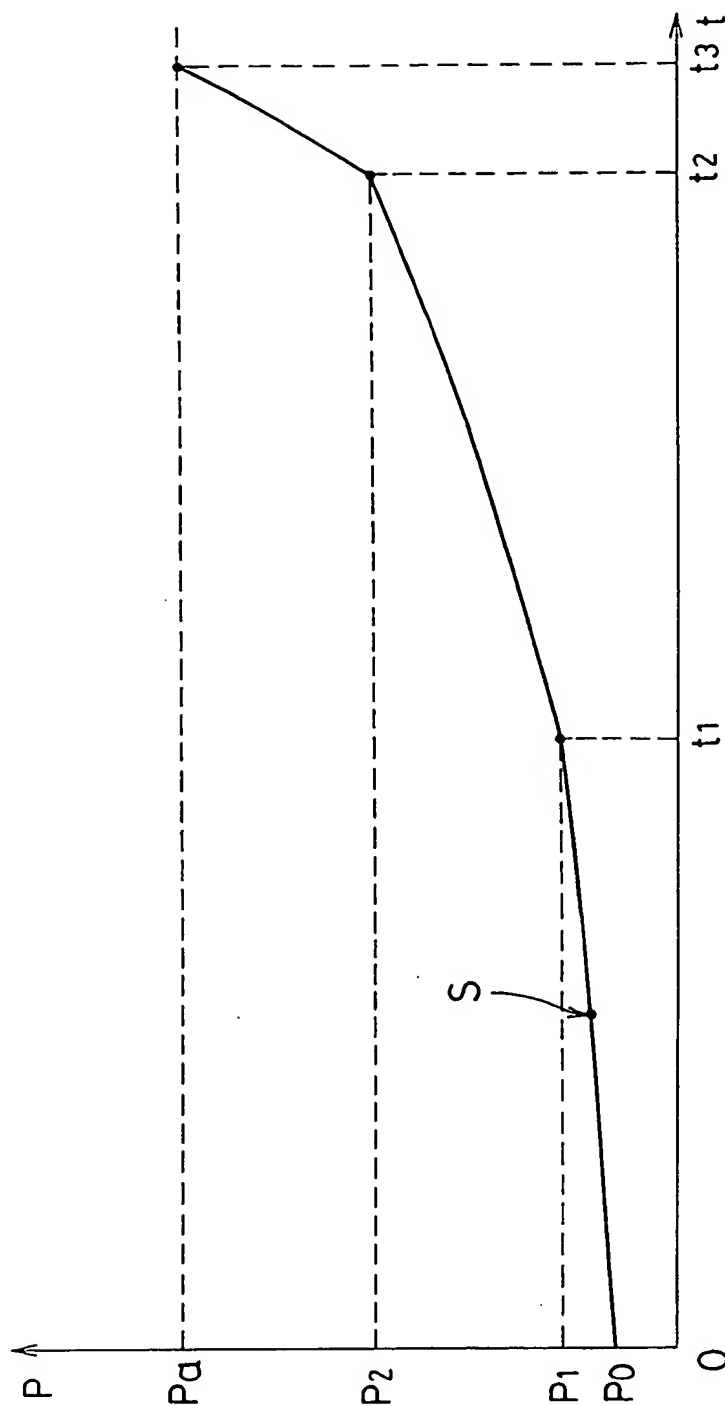


FIG.13

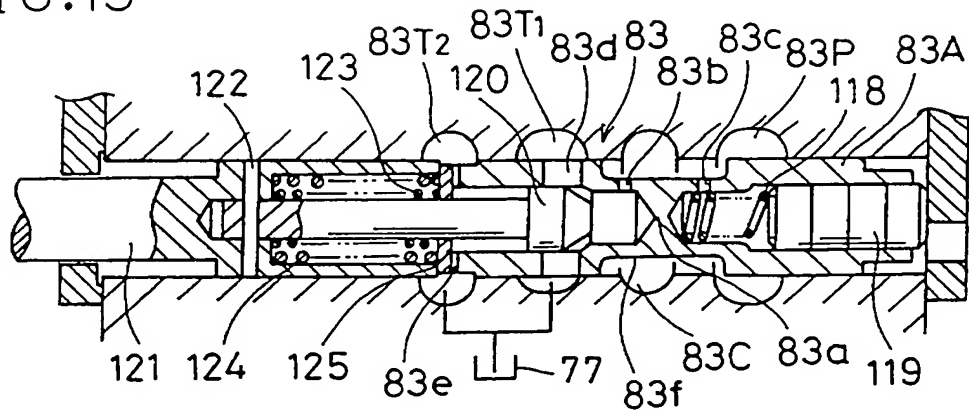


FIG.14

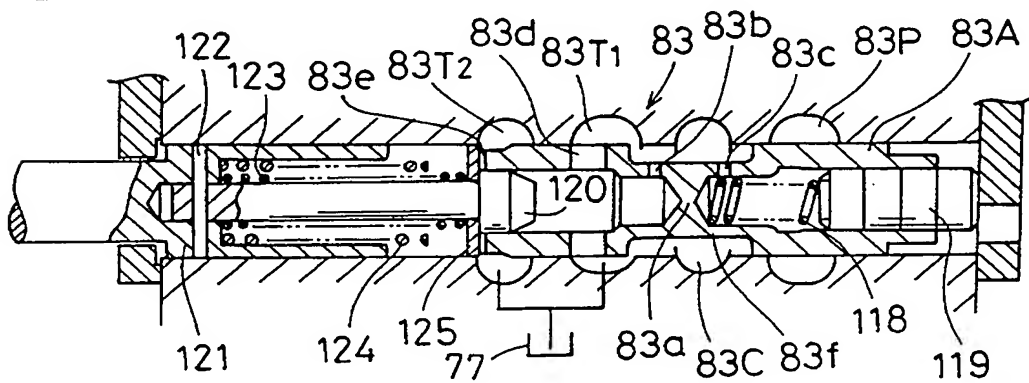


FIG.15

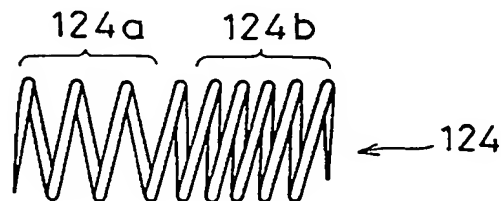


FIG.16a

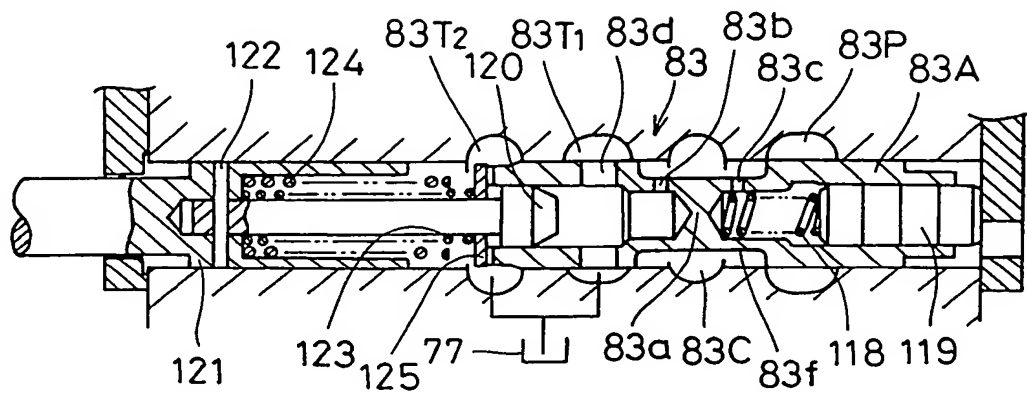


FIG.16b

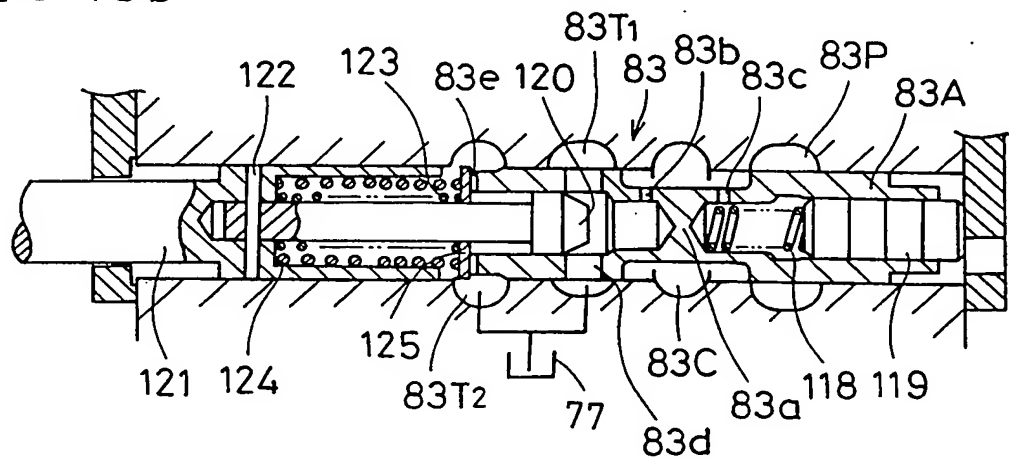


FIG.16c

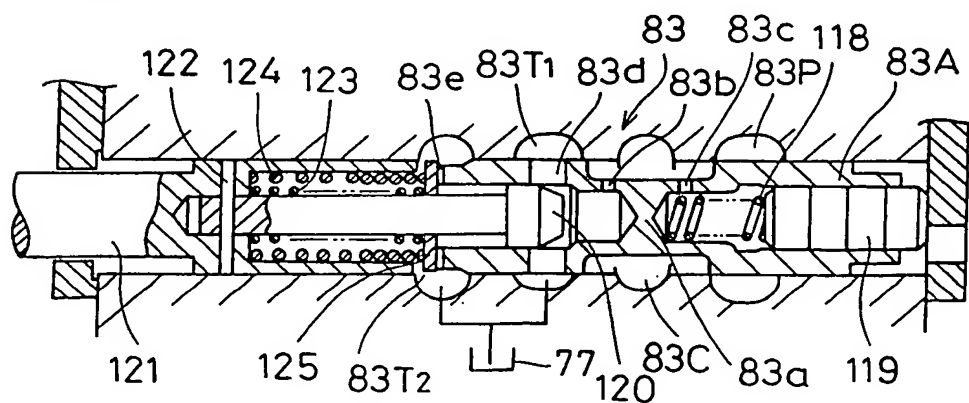


FIG.17

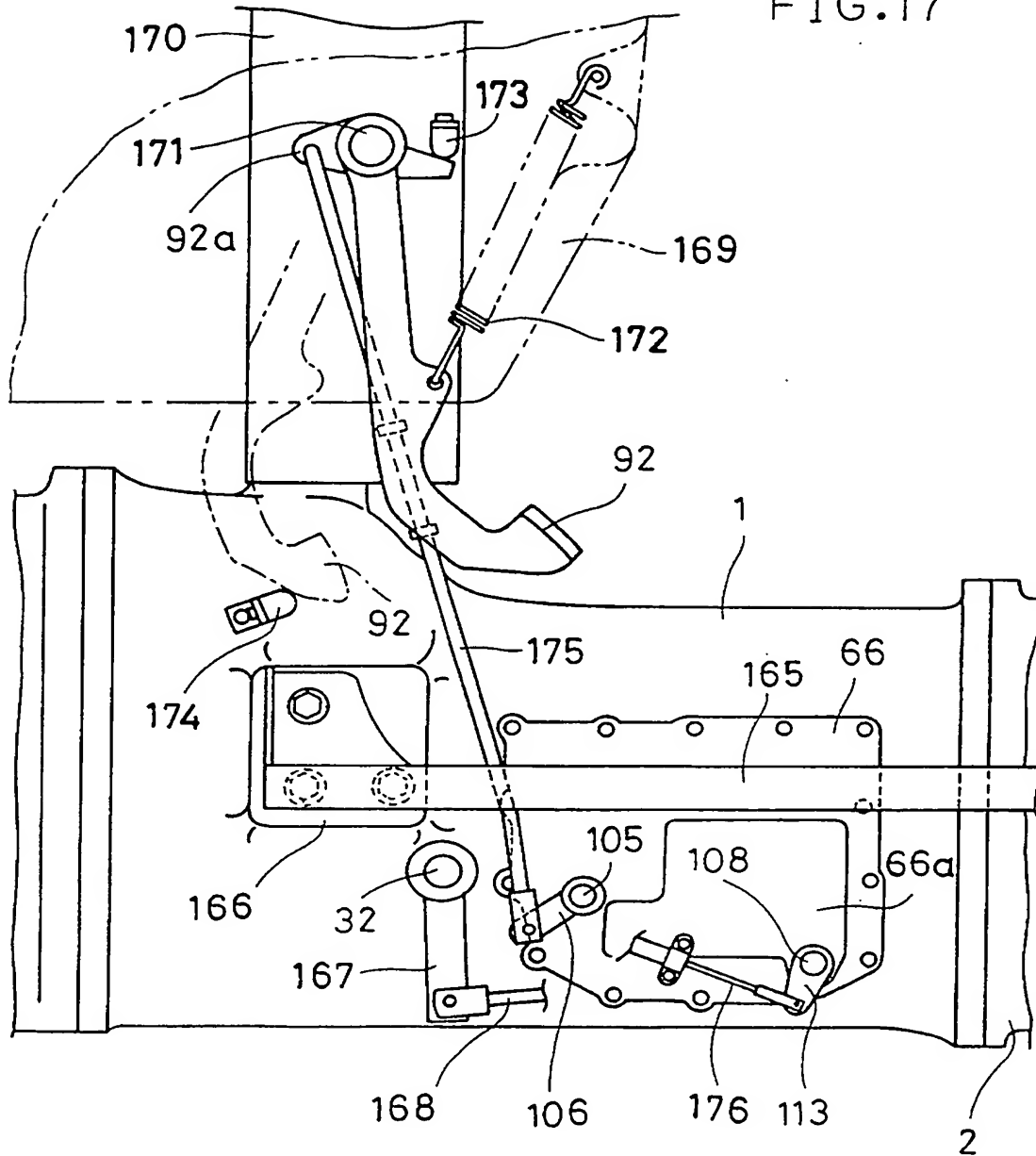


FIG. 18

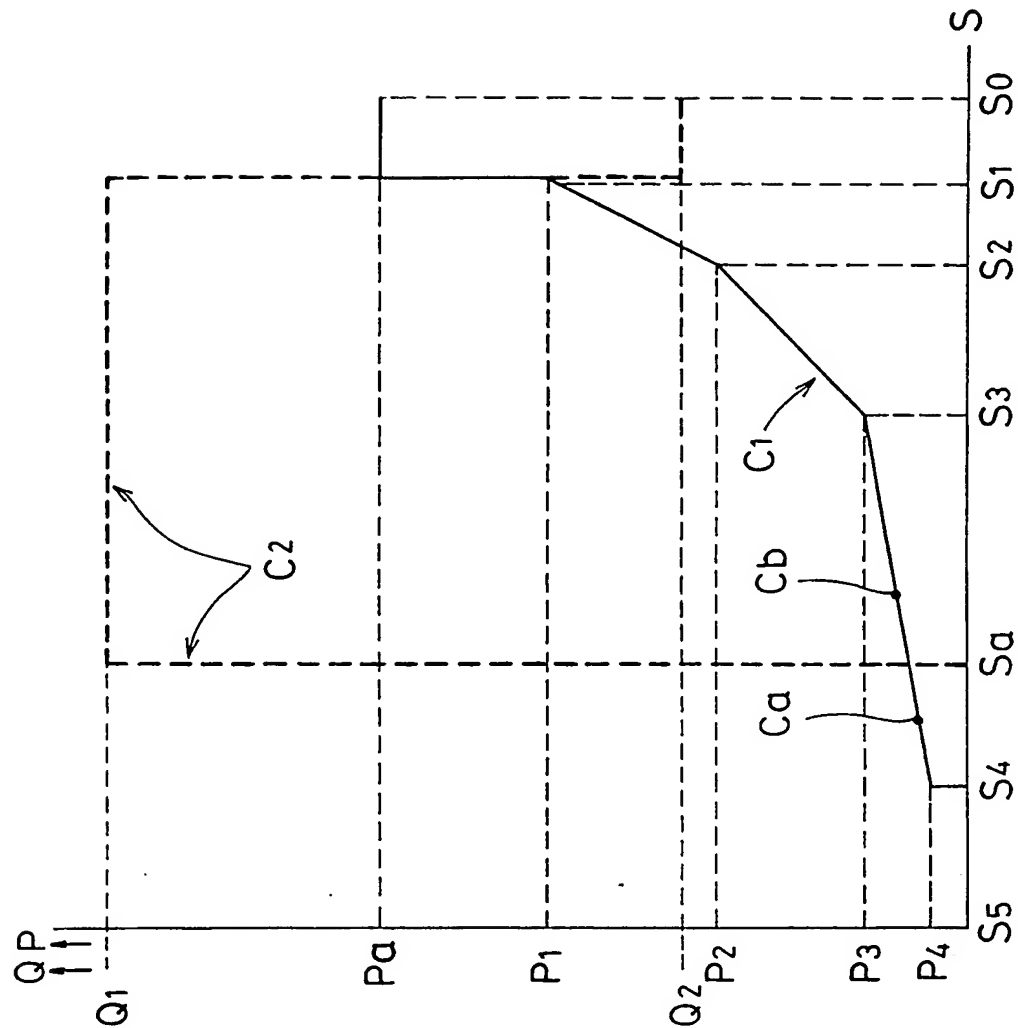


FIG.19

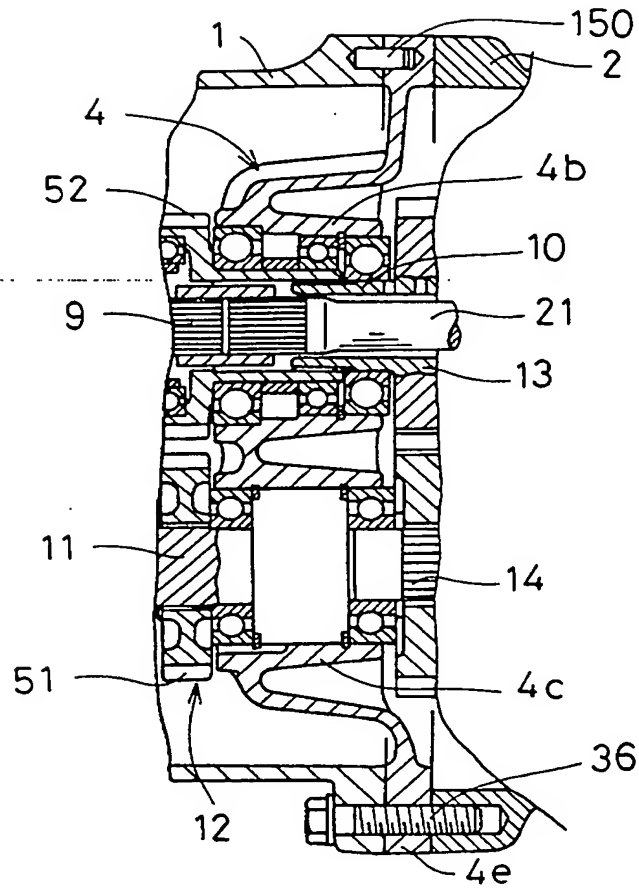


FIG.20

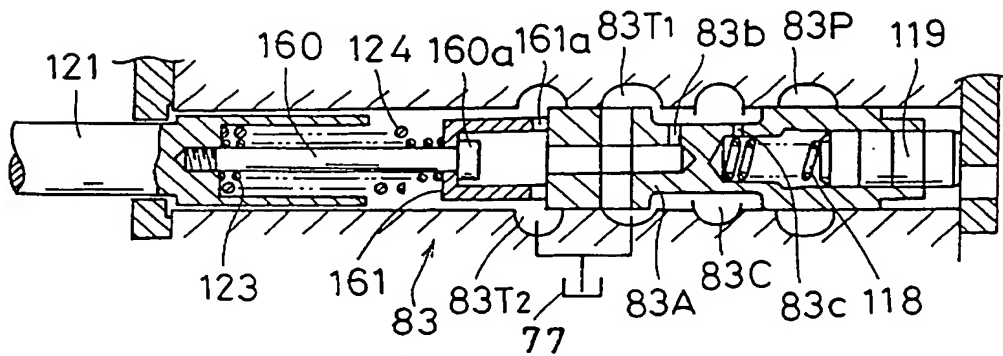


FIG. 21

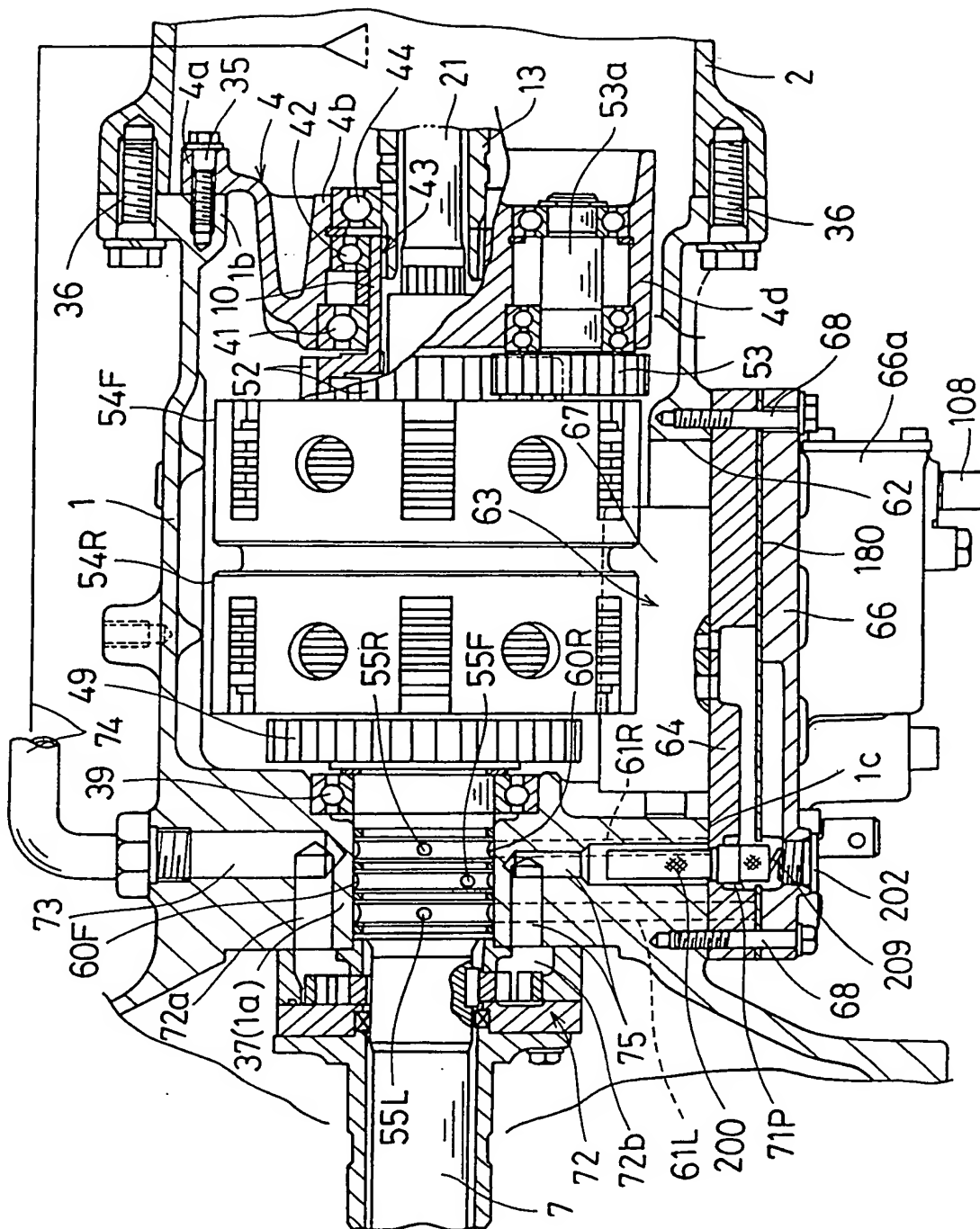


FIG.22

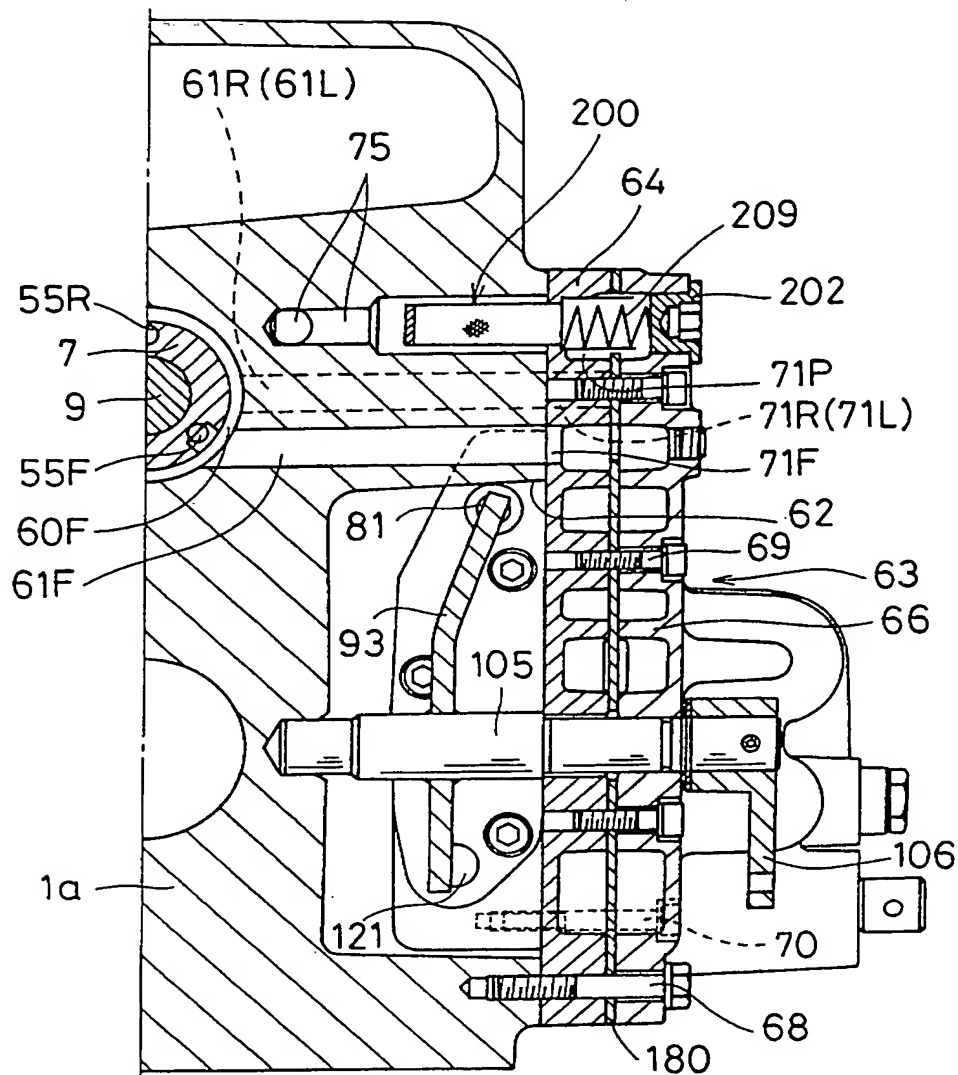


FIG.25

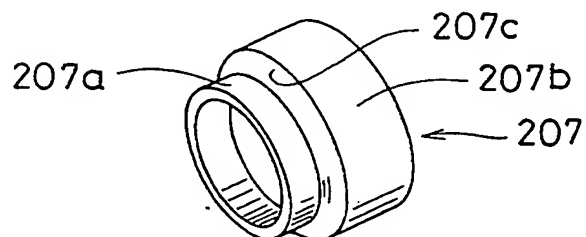


FIG.23

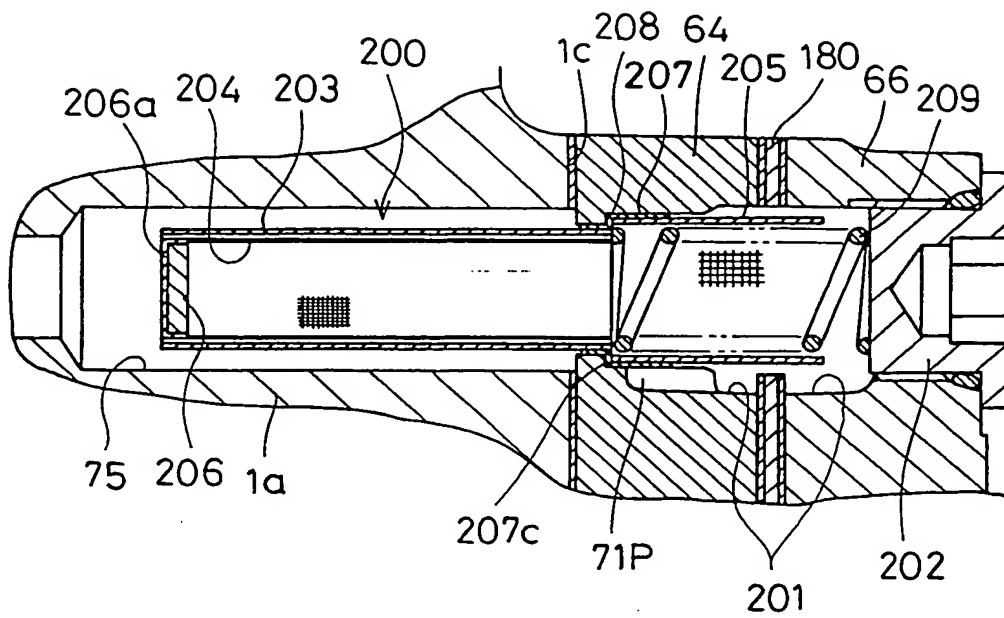


FIG.24

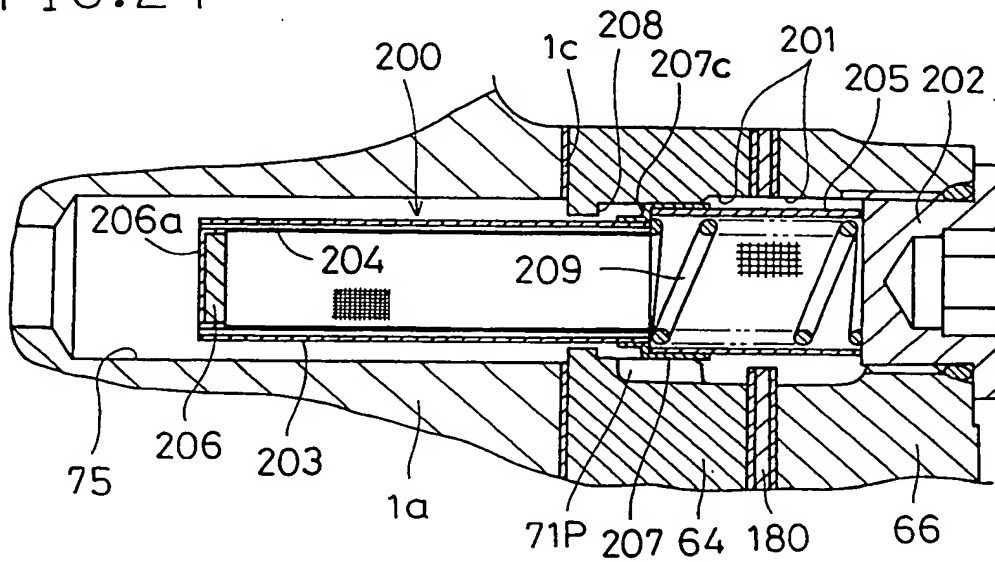


FIG.26

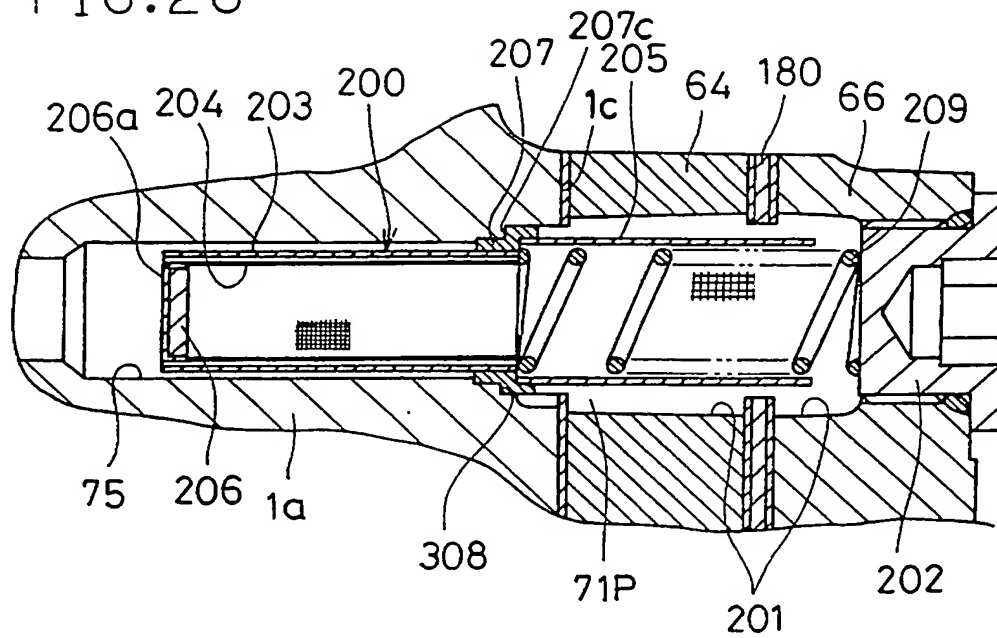


FIG.27

